



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KONCEPCE ŘADOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU**

CONCEPT OF AN IN-LINE SPARK-IGNITION ENGINE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Antonín Kočvara**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Lubomír Drápal**

**BRNO 2020**



# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Antonín Kočvara**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Lubomír Drápal**  
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Koncepce řadového zážehového motoru

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce konstrukčně–výpočtového charakteru zabývající se zejména návrhem klikového mechanismu řadového zážehového motoru o zdvihovém objemu 1,5 l pro osobní automobil.

### Cíle diplomové práce:

Provést stručnou rešerši v oblasti konstrukce moderních řadových zážehových a především nepřepřlňovaných motorů o zdvihovém objemu 1,4 až 1,6 litru pro osobní vozy. Schematicky provést konstrukční návrh řadového čtyřválcového a tříválcového motoru o zdvihovém objemu 1,5 l. Detailněji propracovat návrh klikového mechanismu obou motorů. S využitím pokročilých metod provést simulace dynamiky klikového mechanismu obou motorů. Porovnat obě koncepce z hlediska dynamiky klikového mechanismu, zástavby a hmotnosti motoru.

### Seznam doporučené literatury:

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford (Great Britain): Arnold, 1995, reprint 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983. 488 s.

CRAIG, R. R., KURDILA, A. J. Fundamentals of Structural Dynamics. Second edition. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006. 728 s. ISBN 978-0-471-43044-5.

MTZ Motorentechnische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Wieweg | Springer Fachmedien Weisbaden GmbH, 1939- . ISSN 0024-8525.

MSC.SOFTWARE. ADAMS/Engine Help. Newport Beach (CA): MSC Software Corporation, ©2008.  
Verze MD Adams R3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato práce se zabývá porovnáním řadového zážehového čtyřválcového motoru o zdvihovém objemu 1,5 litru a jeho tříválcové alternativy, která ze čtyřválcce vychází. Práce je uvedena rešerší, kde jsou příklady některých současně vyráběných motorů. Následuje konstrukční návrh obou motorů, kde je detailněji proveden návrh klikových mechanismů. Poté jsou klikové mechanismy podrobeny dynamické analýze s použitím MKP a MBS metod. Práce končí porovnáním obou motorů z hlediska zatížení klikového hřídele, hmotnosti a zástavby.

## KLÍČOVÁ SLOVA

čtyřválcový motor, tříválcový motor, klikový hřídel, porovnání, torzní kmitání, MKP, MBS, hmotnost, zástavba

## ABSTRACT

This thesis deals with comparison of straight four-cylinder petrol engine with a displacement of 1,5 litres and its three-cylinder alternative, which is based on a four-cylinder. The thesis starts with a research, where are examples of some currently manufactured engines. The research is followed by design of both engines, where the design of the crank mechanisms is made more in detail. After that, both crank mechanisms are subjected to dynamic analysis using FEM and MBS methods. The thesis ends with comparison of both engines in terms of crankshaft load, mass and dimensions.

## KEYWORDS

four-cylinder engine, three-cylinder engine, crankshaft, comparison, torsional vibration, FEM, MBS, mass, dimensions

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOČVARA, Antonín. *Koncepce řadového zážehového motoru*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121558>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 103 s. Vedoucí práce Lubomír Drápal.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Lubomíra Drápala a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Antonín Kočvara

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce panu Lubomíru Drápalovi za ochotu, vstřícnost, podnětné rady a připomínky během vypracování této práce. Dále bych rád poděkoval své přítelkyni za trpělivost a silnou podporu během magisterského studia. Poděkování také patří rodičům za podporu během celého studia.



# OBSAH

<b>Úvod .....</b>	<b>11</b>
<b>1 Přehled vyráběných motorů .....</b>	<b>12</b>
1.1 Mazda 1.5 Skyactiv-G .....	12
1.2 Toyota 1NZ-FE & 2NR-FKE .....	15
1.2.1 Toyota 1NZ-FE .....	15
1.2.2 Toyota 2NR-FKE .....	18
1.3 Fiat 1.4 F.I.R.E.....	19
1.4 Opel A14XER & B14XE.....	22
1.4.1 Opel A14XER .....	22
1.4.2 Opel B14XE .....	24
1.5 Toyota M15A-FKS & M15A-FXE.....	26
1.5.1 Toyota M15A-FKS.....	26
1.5.2 Toyota M15A-FXE .....	28
1.6 BMW B38.....	28
<b>2 Koncepční návrh motorů .....</b>	<b>32</b>
2.1 Základní parametry .....	32
2.2 Konstrukční prvky .....	32
<b>3 Konstrukční návrh motorů.....</b>	<b>33</b>
3.1 Klikový mechanismus.....	33
3.1.1 Klikový hřídel.....	33
3.1.2 Ojnicí skupina.....	34
3.1.3 Pístní skupina.....	35
3.1.4 Setrvačnick .....	36
3.1.5 Vyvažovací hřídel.....	37
3.1.6 Srovnání kompletních klikových mechanismů .....	38
3.2 Pevné části motoru.....	38
3.2.1 Blok motoru.....	38
3.2.2 Hlava motoru .....	39
3.2.3 Kryt hlavy .....	40
3.2.4 Spodní víko motoru .....	42
3.2.5 Rozvodový mechanismus .....	42
<b>4 Návrh ložisek klikového hřídele tříválcového motoru .....</b>	<b>44</b>
4.1 Primární síly (síly od tlaků plynů) .....	44
4.2 Sekundární síly (setrvačné síly) .....	44
4.2.1 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů .....	44
4.2.2 Setrvačné síly rotačních částí .....	45
4.2.3 Setrvačné síly posuvných částí .....	46
4.2.4 Celková síla působící na ojnicí ložisko .....	46
4.2.5 Měrný tlak působící na průmět ojnicího ložiska .....	48
4.2.6 Reakční síly v hlavním ložisku.....	48
4.2.7 Měrný tlak působící na průmět hlavního ložiska .....	48
4.2.8 Ložiska tříválcového motoru .....	49

<b>5</b>	<b>Vyvážení klikového mechanismu tříválcového motoru .....</b>	<b>51</b>
5.1	Setrvačné síly rotujících částí .....	51
5.2	Momenty setrvačných sil rotujících částí .....	52
5.3	Setrvačné síly posuvných částí .....	54
5.4	Momenty setrvačných sil posuvných částí .....	54
5.5	Vyvážení klikového mechanismu .....	55
<b>6</b>	<b>Vyvážení klikového mechanismu čtyřválcového motoru .....</b>	<b>59</b>
6.1	Setrvačné síly rotujících částí .....	59
6.2	Momenty setrvačných sil rotujících částí .....	60
6.3	Setrvačné síly posuvných částí .....	61
6.4	Momenty setrvačných sil posuvných částí .....	62
6.5	Vyvážení klikového mechanismu .....	62
<b>7</b>	<b>Zatížení klikového hřídele.....</b>	<b>64</b>
7.1	Diskretizace .....	64
7.2	Craig – Bamptonova metoda .....	66
7.3	MBS Analýza.....	67
7.3.1	Třecí ztráty.....	69
7.3.2	Silové zatížení hlavních ložisek .....	71
7.3.3	Relativní excentricita.....	75
7.3.4	Torzní kmitání řemenice.....	78
7.3.5	Torzní kmitání setrvačníku.....	84
7.3.6	Torzní deformace.....	86
<b>8</b>	<b>Porovnání hmotnosti a zástavbových rozměrů .....</b>	<b>89</b>
8.1	Porovnání hmotnosti .....	89
8.2	Porovnání zástavbových rozměrů .....	90
	<b>Závěr .....</b>	<b>93</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů.....</b>	<b>99</b>
	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>103</b>

## ÚVOD

Jedním z nejvíce diskutovaných témat v automobilovém průmyslu během uplynulého desetiletí byl vliv spalovacích motorů na životní prostředí. Stěžejním v tomhle ohledu byl zejména rok 2014, kdy vešla v platnost emisní norma EURO 6. Tato emisní norma donutila výrobce k vývoji motorů s nižší normovanou spotřebou paliva. Na základě toho se v této době začaly ve větší míře prosazovat přeplňované tříválcové motory se zdvihovým objemem od 300 do 500 cm<sup>3</sup> na válec.

Tříválcové motory s přirozeným sáním se zdvihovým objemem mezi 300 až 400 cm<sup>3</sup> na válec mají uplatnění v segmentu minivozů a malých vozů ještě déle. Ovšem tříválcové s vyšším zdvihovým objemem bychom hledali stěží. Jejich pozici stále zastávají v drtivé většině případů čtyřválcové ekvivalenty o stejném celkovém zdvihovém objemu.

Nabízí se proto otázka, zda by bylo výhodné vyrobit tříválcový motor s přirozeným sáním se zdvihovým objemem okolo 1,5 litru.

# 1 PŘEHLED VYRÁBĚNÝCH MOTORŮ

Motory s přirozeným sáním o zdvihovém objemu mezi 1,4 a 1,6 litru byly jedny z nejobvyklejších téměř od počátků automobilismu až do nedávné minulosti. V současné době jsou na evropském trhu vytlačovány přeplňovanými tríválci se zdvihovým objemem okolo 1,0 litru vzhledem ke stále přísnějším emisním normám.

Nicméně na asijském trhu jsou ve většině zemí emisní limity mírnější, například v Rusku nebo zemích Střední Asie jsou na úrovni EURO 5. Kombinace příznivějších emisních limitů a kupní síly obyvatelstva vytváří vhodné podmínky pro prodej vozů, jež jsou osazeny motorem s přirozeným sáním o zdvihovém objemu okolo 1,5 litru. I tento fakt může být důvodem, proč v Evropě tento druh motorů nabízí v nových vozech zejména japonské automobilky.

## 1.1 MAZDA 1.5 SKYACTIV-G

Jako nejpokrokovější agregát byla v roce 2014 v kategorii motorů s přirozeným sáním uvedena jednotka Skyactiv-G od Mazdy. Měla zdvihový objem 1496 cm<sup>3</sup>, vrtání 74,5 mm a zdvih 85,8 mm. Motor se v různých úpravách nabízel v modelech 2, MX-5 a 3. Agregát pracoval se základní myšlenkou vysokého kompresního poměru [1]. Výkonové parametry jsou uvedeny v *Tabulce 1*.

*Tabulka 1 Výkonové parametry motoru Skyactiv-G [1]*

Model	Výkon	Točivý moment	Kompresní poměr
2 (G75)	55 kW při 6000 min <sup>-1</sup>	135 N·m při 3800 min <sup>-1</sup>	12,0 : 1
2 (G90)	66 kW při 6000 min <sup>-1</sup>	148 N·m při 4000 min <sup>-1</sup>	14,0 : 1
2 (G115)	85 kW při 6000 min <sup>-1</sup>	148 N·m při 4000 min <sup>-1</sup>	14,0 : 1
3	74 kW při 6000 min <sup>-1</sup>	150 N·m při 4000 min <sup>-1</sup>	14,0 : 1
MX-5	96 kW při 7000 min <sup>-1</sup>	150 N·m při 4800 min <sup>-1</sup>	13,0 : 1

Motor měl blok i hlavu válců z hliníkové slitiny a litinový klikový hřídel. Pohyb vačkového hřídele zajišťoval rozvodový řetěz. Jednotka měla čtyřventilovou techniku a variabilní časování ventilů.

Nejslabší verze u modelu 2 disponovaly variabilním časováním pouze na sací straně s pomocí hydraulického nastavovače, ostatní měly variabilně časované všechny ventily, kde se o proměnný zdvih sacích ventilů staral krokový elektromotor a o ty výfukové hydraulický přesuvník. Motor vybavený přímým vstřikováním paliva byl uzpůsoben pro systém Stop and Start (Mazdou nazývaný i-stop) [2].



*Obr. 1 Motor 1.5 Skyactiv-G [2]*

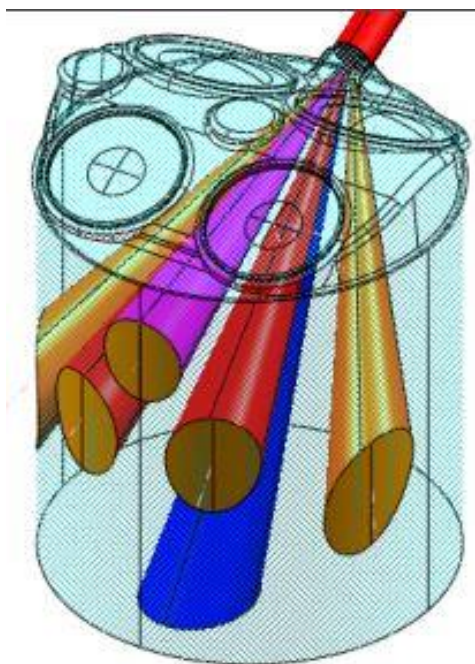
Pro model MX-5 doznal motor několika úprav. Klikový hřídel byl vyměněn za kovaný a změnilo se časování ventilů, což zvýšilo maximální otáčky. Dále měl sání s proměnnou délkou sacího potrubí a nebyl vybaven systémem i-stop [2].



*Obr. 2 Klikový hřídel vozu Mazda MX-5 1.5 Skyactiv-G [3]*

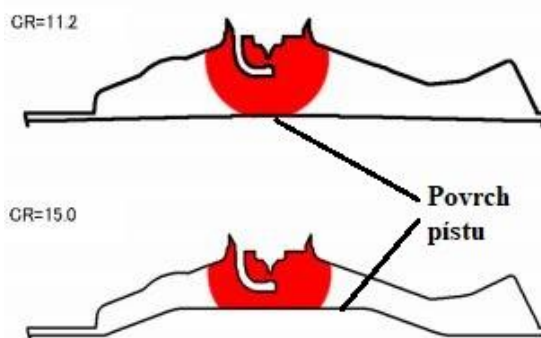
Největším problémem, se kterým se konstruktéři museli potýkat, bylo riziko detonačního spalování vzhledem k tomu, že motor pracoval s vysokým kompresním poměrem. Řešením bylo snížení teploty před spalováním a zrychlení hoření tak, aby se detonace „nestihla“ iniciovat. Konstrukčně to bylo vyřešeno pokročilým způsobem vstřikování, prohlubní v pístu, tvarováním sacího potrubí a prodlouženým výfukovým sběrným potrubím [4], [5].

Vstřikování bylo provedeno pomocí šesti otvorů ve vstřikovači za vysokého tlaku 20 MPa. Spolu s příčným vírem, kterému napomáhá vhodně tvarované sací potrubí, dochází k lepšímu rozprášení směsi, přičemž se daří udržovat teplotu spalování na rozumné úrovni [5].



Obr. 3 Schématické naznačení vstřiku paliva [5]

Dalším problémem bylo, že čelo plamene jdoucí od zapalovací svíčky se větší plochou dotýkalo pístu kvůli zvýšení kompresního poměru, což způsobovalo tepelné ztráty a zpomalovalo spalování. Dále rostlo riziko detonací. Tato komplikace se podařila vyřešit prohlubní v pístu, podobnou známe z pístů vznětových motorů [5].

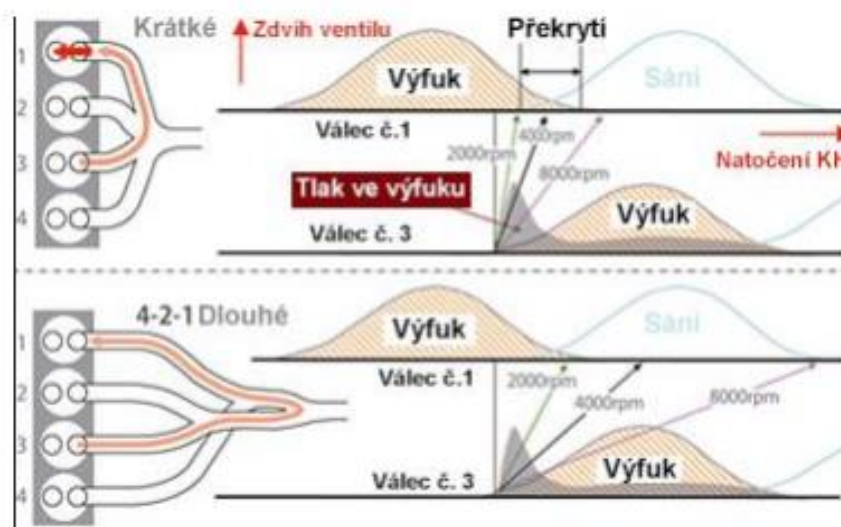


Obr. 4 Porovnání kontaktní plochy mezi jádrem plamene a pístem při různých kompresních poměrech [5]



Obr. 5 Píst motoru Skyactiv-G [4]

Problémem krátkého výfukového sběrného potrubí 4-1 bylo zvýšení rizika detonací v důsledku zpětných tlakových vln a proudů výfukových plynů při překrytí ventilů. Největší potíže to činilo při nízkých otáčkách do  $2000 \text{ min}^{-1}$ . To bylo vyřešeno dlouhým výfukovým sběrným potrubím 4-2-1. Důsledkem toho se dále snížila teplota spalování [4].



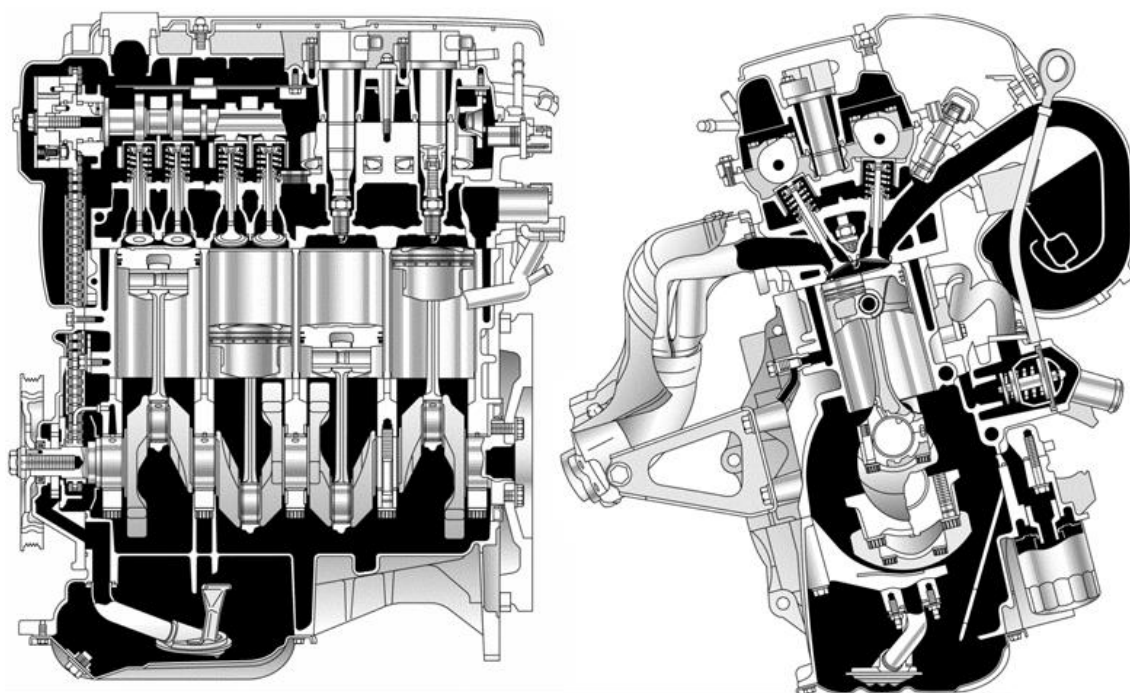
Obr. 6 Srovnání mezi výfukovými sběrnými potrubími 4-1 a 4-2-1 [4]

## 1.2 TOYOTA 1NZ-FE & 2NR-FKE

### 1.2.1 TOYOTA 1NZ-FE

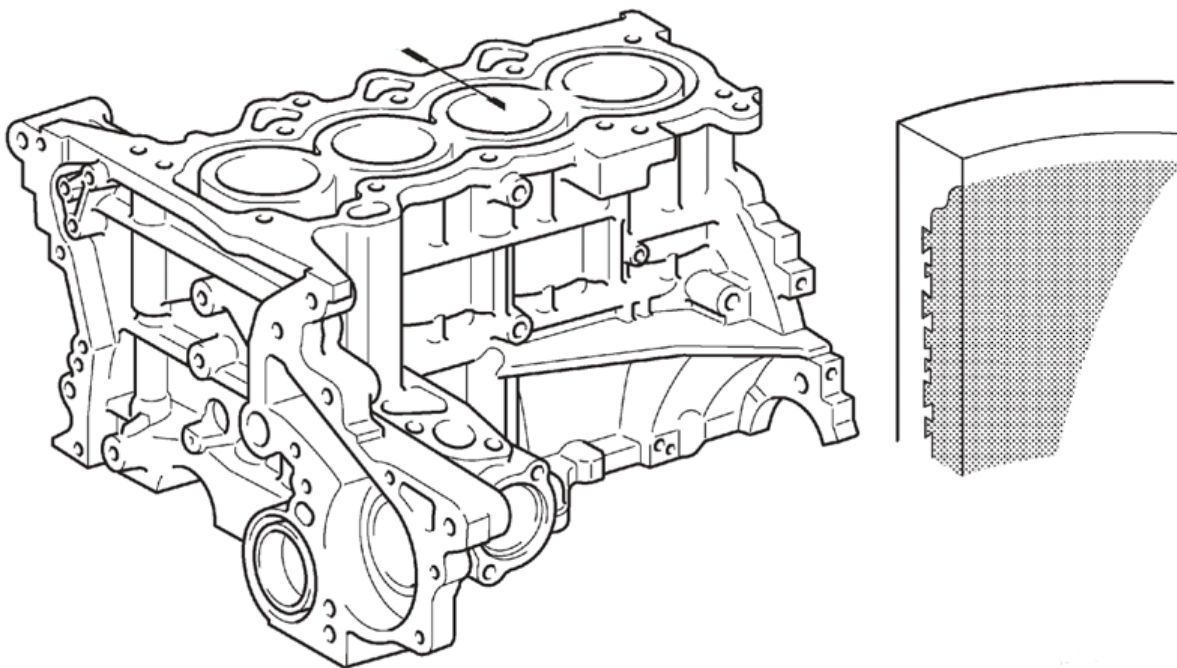
V roce 2000 byl uveden na trh motor 1NZ-FE o zdvihovém objemu  $1496 \text{ cm}^3$ , vrtání 75 mm a zdvihu 84,7 mm. Veřejnost ho znala pod označením 1.5 VVT-i. Disponoval výkonem 78 kW při  $6000 \text{ min}^{-1}$  a točivým momentem  $145 \text{ N}\cdot\text{m}$  při  $4200 \text{ min}^{-1}$ . Kompresní poměr byl 10,5 : 1. Hmotnost měl 94,2 kg [6].





Obr. 7 Řez motorem Toyota 1NZ-FE [6]

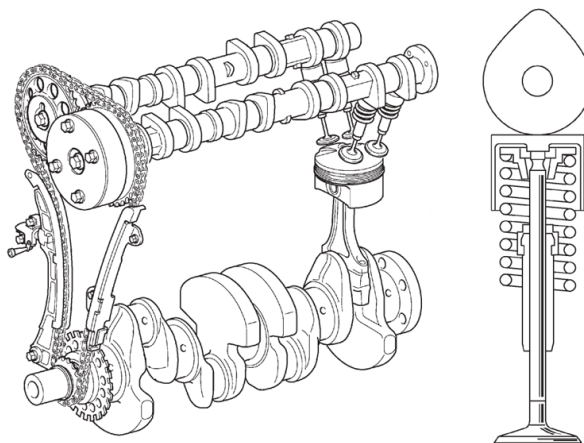
Motor se skládal z bloku válců z hliníkové slitiny s otevřenou dosedací plochou a také s litinovými vložkami. To umožňovalo, aby tloušťka stěn mezi válci byla pouhých 8 milimetrů. Drsný povrch válců zajistil dobrou přilnavost mezi stěnami a vložkami. [6].



Obr. 8 Blok motoru Toyota 1NZ-FE [6]



Motor disponoval excentrickým klikovým mechanismem, kde vyosení dělalo 12 mm, v důsledku čehož se snížily normálové síly pístu na stěnu válce. Klikový hřídel byl kovaný, pětkrát uložený a měl čtyři protizávaží. Hliníkový píst byl povlakován jemnou polymerovou vrstvou složenou z pryskyřice a oxidu hlinitého k redukci tření. Jako první těsnící kroužek byl zvolen ten s válcovou těsnící plochou, jako druhý s kuželovou těsnící plochou s osazením a jako stírací byl vybrán skládaný pístní kroužek. V hliníkové hlavě motoru se ukrývaly dva vačkové hřídele pro pohon rozvodu DOHC. Vačkový hřídel byl poháněn rozvodovým řetězem, rozvodový mechanismus byl dále vybaven variabilním časováním ventilů VVT-i. V různých modernizacích vydržel tento motor ve výrobě až do roku 2014 [6].



Obr. 9 Hnací ústrojí a detail ventilu motoru Toyota 1NZ-FE [6]

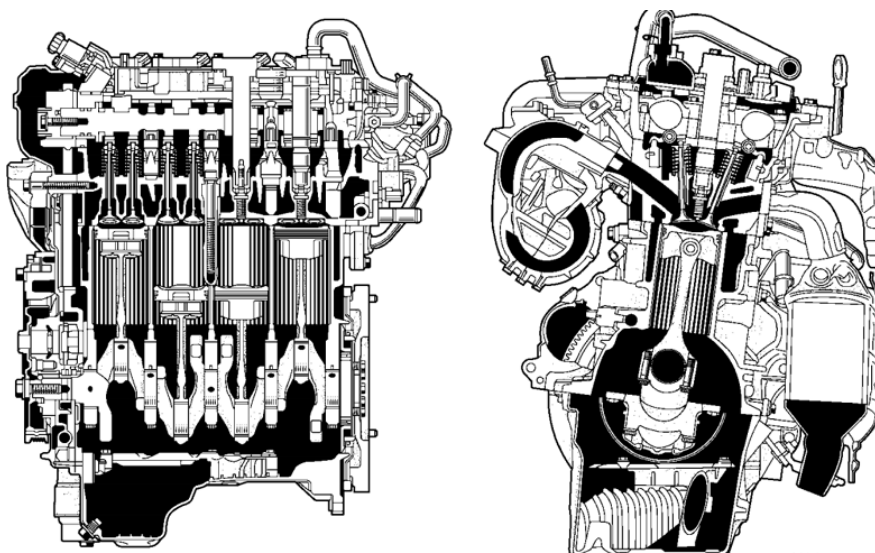
Z tohoto motoru vycházel i agregát 1NZ-FXE, používaný v prvních dvou generacích hybridního modelu Prius. Motor byl upraven pro nižší spotřebu, měl menší klikový hřídel, lehčí pohyblivé části, vyšší kompresní poměr 13,4 : 1 a fungoval v Atkinsonově cyklu. Výkon byl pouhých 53 kW při 4500 min<sup>-1</sup>, později 57 kW při 5000 min<sup>-1</sup> a točivý moment 115 N·m při 4200 min<sup>-1</sup> [7].



Obr. 10 Motor Toyota 1NZ-FXE [7]

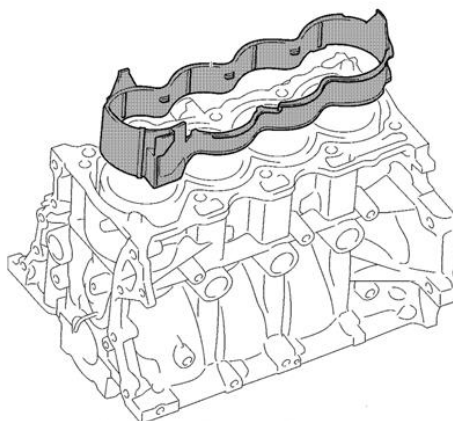
### 1.2.2 TOYOTA 2NR-FKE

V roce 2015 byla jednotka 1NZ-FE nahrazena motorem 2NR-FKE. Ta vycházela z agregátu 1NR-FKE o zdvihovém objemu  $1329 \text{ cm}^3$ , pouze měla vyšší zdvih, upravené sání a výfukové potrubí. Oproti staré jednotce 1NZ-FE pracovala se zvýšeným kompresním poměrem  $13,5 : 1$ . Výkon byl  $82 \text{ kW}$  při  $6000 \text{ min}^{-1}$ , točivý moment  $136 \text{ N}\cdot\text{m}$  při  $4400 \text{ min}^{-1}$ , vrtání  $72,5 \text{ mm}$  a zdvih  $90,6 \text{ mm}$ . Motor, jenž vážil  $86 \text{ kg}$ , fungoval v Atkinsonově cyklu, díky čemuž se v něm oproti předešlému zvýšila celková účinnost z  $36$  na  $38 \%$ . [8], [9].



Obr. 11 Řez motorem Toyota 2NR-FKE [8]

Neměnil se materiál bloku motoru, kterým byla též hliníková slitina s litinovými vložkami válců. Tloušťka stěny válce se zredukovala o milimetr na  $7 \text{ mm}$ . Vyosení klikového hřídele bylo tentokrát  $8 \text{ mm}$ . V chladicím kanálu se nacházela distanční vložka, která napomáhala cirkulaci chladicí kapaliny blíže horní části válců [8].

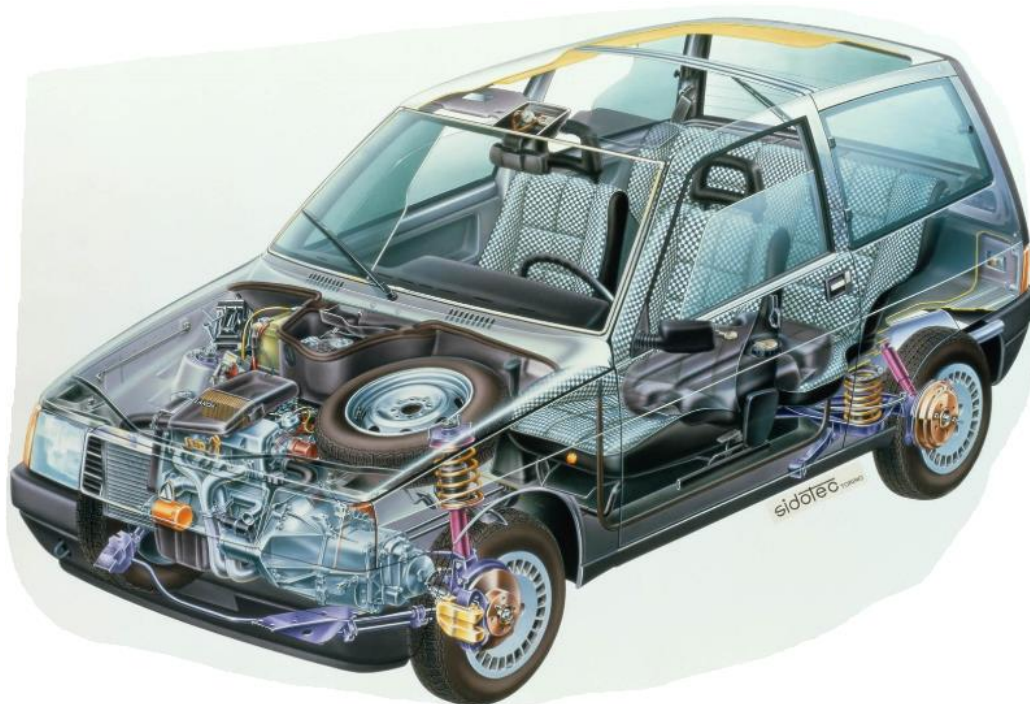


Obr. 12 Blok motoru s distanční vložkou motoru Toyota 2NR-FKE [8]

Klikový hřídel byl pětkrát uložený a měl 4 protizávaží. Povlak se na píst z hliníkové slitiny nanese pomocí metody PVD. Váčkové hřídele se nacházely v oddělené skříni, která byla připevněna v hlavě motoru s cílem zjednodušit konstrukce hlavy. Dále byl motor opatřen variabilním časováním ventilů VVT-iE. Oproti minulé generaci byl vybaven elektromotorem, který reguloval časování ventilů při nezahřátém motoru v okamžiku nízkého tlaku oleje. Agregát disponoval plastovým sacím potrubím a recirkulací výfukových plynů. Výfukové potrubí mělo konfiguraci 4-2-1 [8].

### 1.3 FIAT 1.4 F.I.R.E.

První motor FIRE tato italská automobilka vyrobila již v roce 1985. Měl zdvihový objem  $999\text{ cm}^3$  a byl použit ve voze Lancia Y10. Zkratka FIRE neboli Fully Integrated Robotized Engine znamenala, že motory byly vyráběny pomocí průmyslových robotů. Ve větší míře se využily počítače a metoda konečných prvků, což bylo v té době neobvyklé [10]. Tyto motory, postupně vylepšované, vydržely v produkci až dodnes. Největší motor z této řady o zdvihovém objemu  $1368\text{ cm}^3$  přišel na trh v roce 2003. Měl vrtání 72 mm a zdvih 84 mm. Vznikal ve dvouventilové i čtyřventilové verzi. V první zmíněné variantě se jednalo o výkon 57 kW při  $6000\text{ min}^{-1}$ , točivý moment 115 N·m při  $3000\text{ min}^{-1}$  a kompresní poměr 11,0 : 1 [11].



Obr. 13 Lancia Y10 s motorem 1.0 FIRE [10]

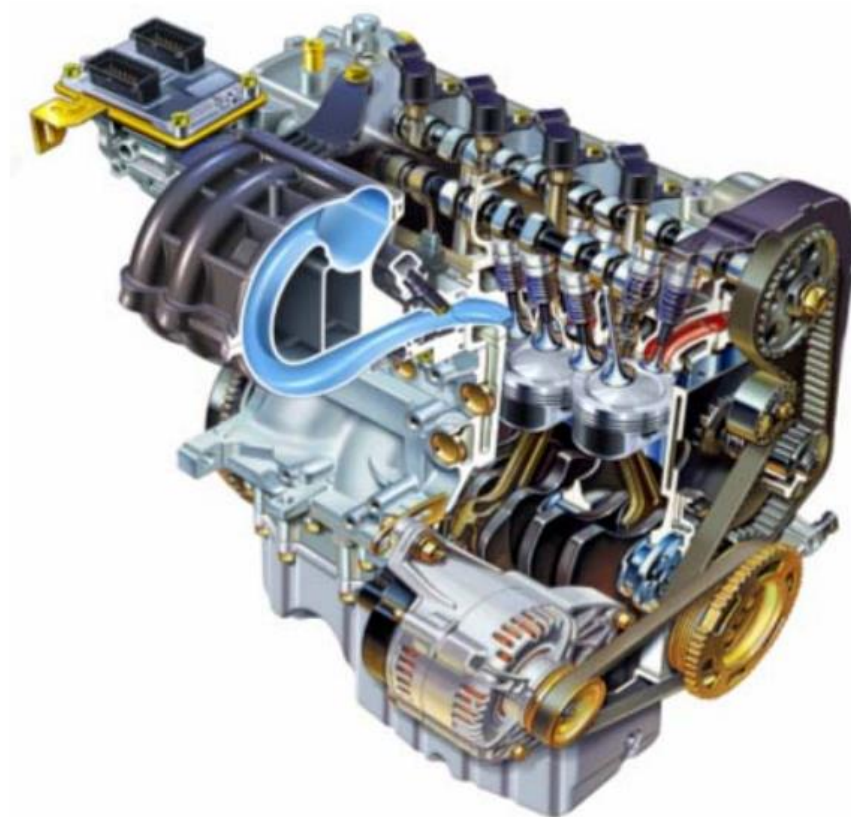
Motor disponoval litinovým blokem s uzavřenou dosedací plochou a hlavou z hliníkové slitiny. Píst vyrobený ze siluminu s tenkou vrstvou grafitu na plášti snižoval tření ve válci. Vybráním v pístu vznikla část spalovacího prostoru. Dělicí rovina hlavy ojnice z uhlíkové oceli byla vytvořena řízeným lomem a víko ojnice bylo k její hlavě připevněno ojnicními šrouby [11], [13].



*Obr. 14 Ojnice motoru 1.4 FIRE [16]*

Klikový hřídel z litiny s 8 protizávažími byl pětkrát uložený. Litina se využila i u vačkového hřídele. Rozvody poháněl ozubený řemen s hydraulickým napínákem. Motor byl vybaven nepřímým vstřikováním paliva MPI [11].

Čtyřventilová verze měla výkon 66 kW při  $6000 \text{ min}^{-1}$  a točivý moment 127 N·m při  $4500 \text{ min}^{-1}$ . Kompresní poměr zůstal stejný jako u dvouventilové varianty. Obě jednotky vážily 100 kg [12].

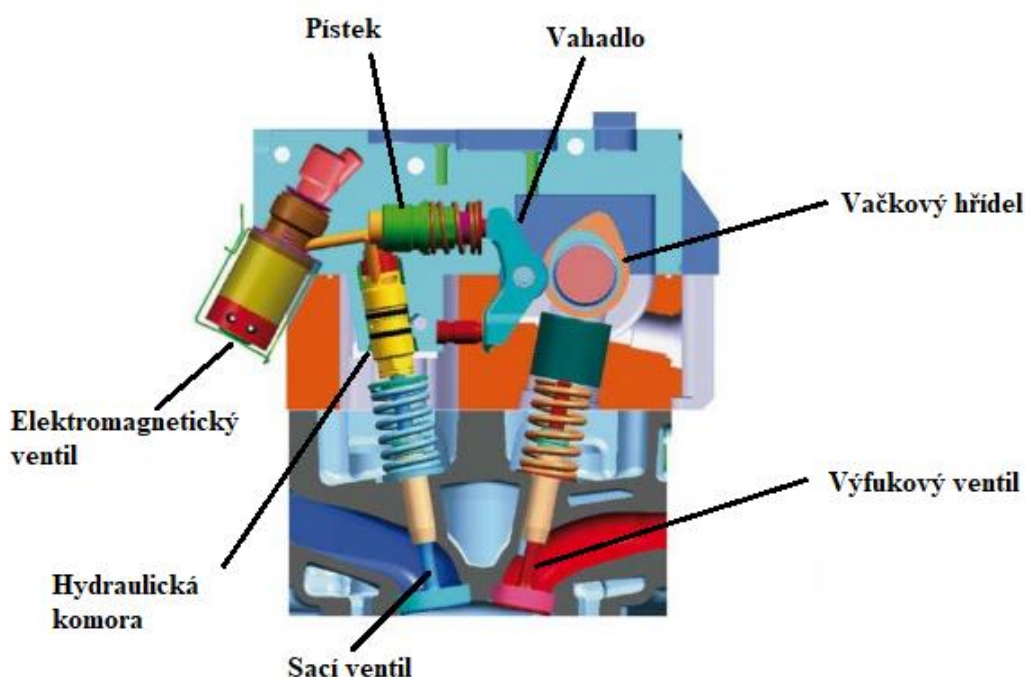


*Obr. 15 Řez motorem 1.4 16V FIRE [12]*



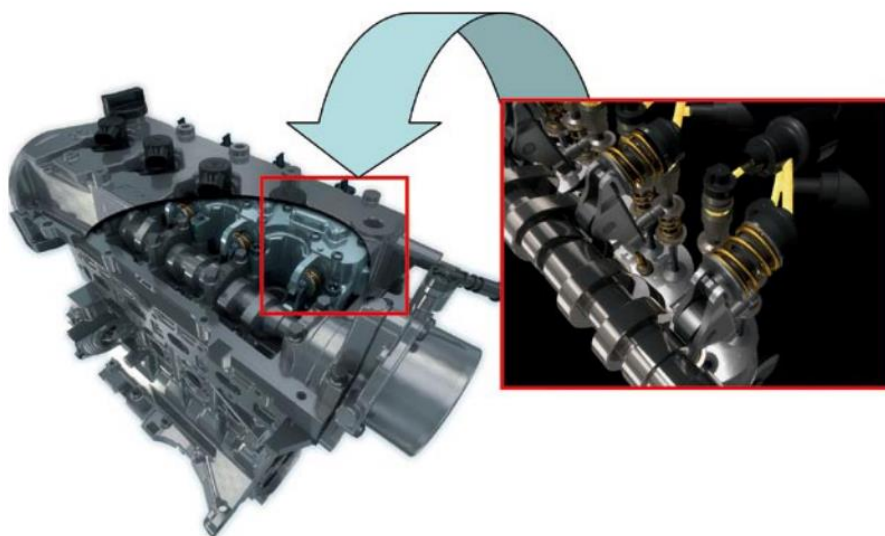
Z tohoto motoru vycházel i přeplňovaný agregát 1.4 T-JET uvedený na trh v roce 2006, který však musel doznat několika úprav. Byla například upravena geometrie pístu, zajištění pístního čepu nebo klikový hřídel byl nově kovaný ocelový. Samozřejmě největší úprava spočívala v implementaci turbodmychadla [13]. Tento motor je v nabídce dodnes a jako jediný přeplňovaný čtyřválec na trhu je nabízen i v tovární úpravě na LPG. Na tuto přestavbu je tento motor vhodný, protože používá nepřímé vstřikování paliva a vstřikovače nejsou tolik tepelně namáhány.

Poslední zásadní úprava nastala v roce 2009, kdy se u této jednotky začal používat systém MultiAir. Ten totiž dokázal aktivně regulovat množství nasávaného vzduchu do válce. K tomu Fiat využíval elektrohydraulický systém, který mohl zabudovat do motorů včetně vznětových, jenž v té době vyráběl. Jeho funkce spočívala v otevírání sacího ventilu nezávisle na poloze vačkového hřídele. Výhodou tohoto řešení byl pouze jeden vačkový hřídel, který přímo ovládal výfukové ventily a zároveň pístek s vazbou na systém ovládající sací ventily. Jejich otevření řídil elektromagnetický ventil, čímž se zredukovaly mechanické ztráty a také ztráty při průchodu vzduchu škrticí klapkou [14], [15].



Obr. 16 Systém MultiAir v řezu [14]

Toto uspořádání v podstatě nahradilo funkci variabilního časování sacích ventilů. Jeho výhodou byla nenáročnost na zpracování hlavy válců. Podle Fiatu se tímto systémem snížila spotřeba paliva u motorů s přirozeným sáním o 10 %, u přeplňovaných dokonce o 25 %. Točivý moment se v celém rozsahu otáček zvýšil o 10 až 15 %, výkon o 10 %. Výrazným způsobem došlo k redukci emisí oxidů dusíku, oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků. Fiat na tomto řešení pracoval od první poloviny 90. let a jako první ho použil na čtyřventilové verzi motoru 1.4 FIRE [14].



*Obr. 17 Aplikace systému MultiAir do motoru 1.4 16V FIRE [14]*

## 1.4 OPEL A14XER & B14XE

### 1.4.1 OPEL A14XER

S novou generací vozu Opel Astra přišel v roce 2009 na trh motor A14XER. Tato jednotka se kromě zmíněného modelu objevovala také u typu Corsa, Meriva a také v modelu Aveo od Chevroletu. Motor se zdvihovým objemem  $1398 \text{ cm}^3$ , vrtáním 73,4 mm a zdvihem 82,6 mm disponoval výkonem 74 kW při  $6000 \text{ min}^{-1}$  a točivým momentem 130 N·m při  $4000 \text{ min}^{-1}$ . Kompresní poměr u tohoto příčně uloženého motoru byl 10,5 : 1 [17].



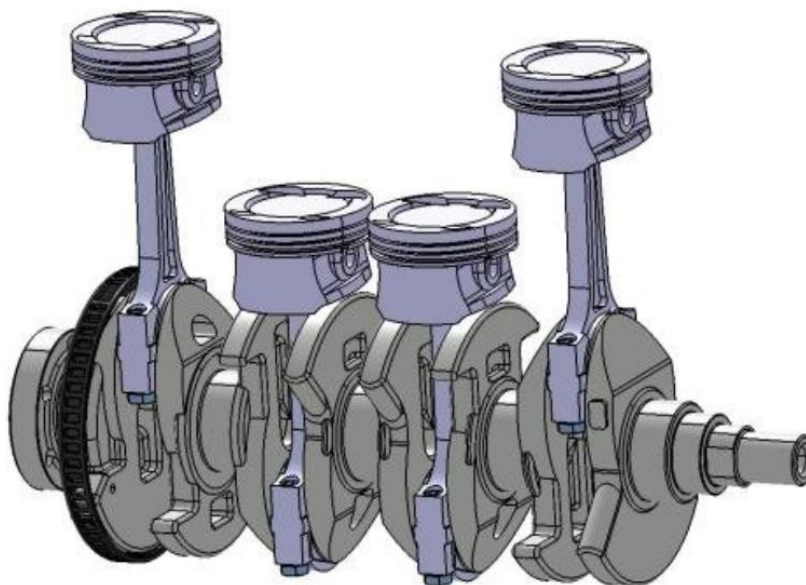
*Obr. 18 Motor Opel A14XER [17]*

Blok motoru byl litinový s otevřenou dosedací plochou. Válce se třikrát honovaly pro dokonalý povrch, snížení tření a zvýšení odolnosti proti otěru. Píst z hliníkové slitiny získal povlak z grafitu také pro snížení tření [17]. První těsnicí pístní kroužek byl pravoúhlý, ocelový s nitridovaným povrchem, druhý jako polostírací z šedé litiny a fosfátovaným povrchem. Třetí – stírací – byl skládaný, ocelový, s nitridovaným a fosfátovaným povrchem [19].



*Obr. 19 Píst motoru Opel A14XER [18]*

Ojnice z litiny měla trapézový tvar horního oka pro zvýšení kontaktní plochy mezi pístním čepem a ojnicí. Pětikrát uložený klikový hřídel z tvárné litiny disponoval 8 protizávažími. Na posledním ramenu se nacházelo integrované kolo pro snímání otáček klikového hřídele. Hlava válců z hliníkové slitiny obsahovala čtyři ventily na každý válec poháněné pomocí dvou dutých vačkových hřídelů z oceli. Jejich pohyb z klikového hřídele řídil řetěz. Motor s hmotností 97 kg, měl variabilní časování sacích i výfukových ventilů. Palivo se vstříkovalo do sacího potrubí [17].



*Obr. 20 Klikový mechanismus motoru Opel A14XER [20]*

### 1.4.2 OPEL B14XE

Další generace Astry přišla v roce 2015 a s ní i motor B14XE. Problémem jejího předchůdce byla vysoká hmotnost vozu v rámci své třídy. Snižování hmotnosti se tudíž dotklo i pohonných jednotek. Zdvihový objem tohoto motoru byl  $1399 \text{ cm}^3$ , vrtání 74 mm a zdvih 81,3 mm. Maximální výkon se nezměnil a zůstal na 74 kW, tentokrát však při  $6200 \text{ min}^{-1}$ . Točivý moment dosahoval  $128 \text{ N}\cdot\text{m}$  při  $4400 \text{ min}^{-1}$  a kompresní poměr byl 10,6 : 1 [21].

Blok motoru byl vyroben z hliníkové slitiny pomocí tlakového lití. Do válců se zalisovaly ocelové vložky s hrubým vnějším povrchem, čímž byla zaručena přilnavost k válci a zároveň se zlepšila jeho odolnost proti deformaci. Blok měl otevřenou dosedací plochu a tloušťku stěny válce 7 milimetrů [21].



*Obr. 21 Blok motoru Opel B14XE [21]*

Konstrukce pístu z hliníkové slitiny byla optimalizována pro dobré vedení tepla do bloku motoru. První těsnící pístní kroužek opatřený povlakem snižoval tření, zvyšoval odolnost proti otěru a také proti deformaci pístního kroužku i válce.

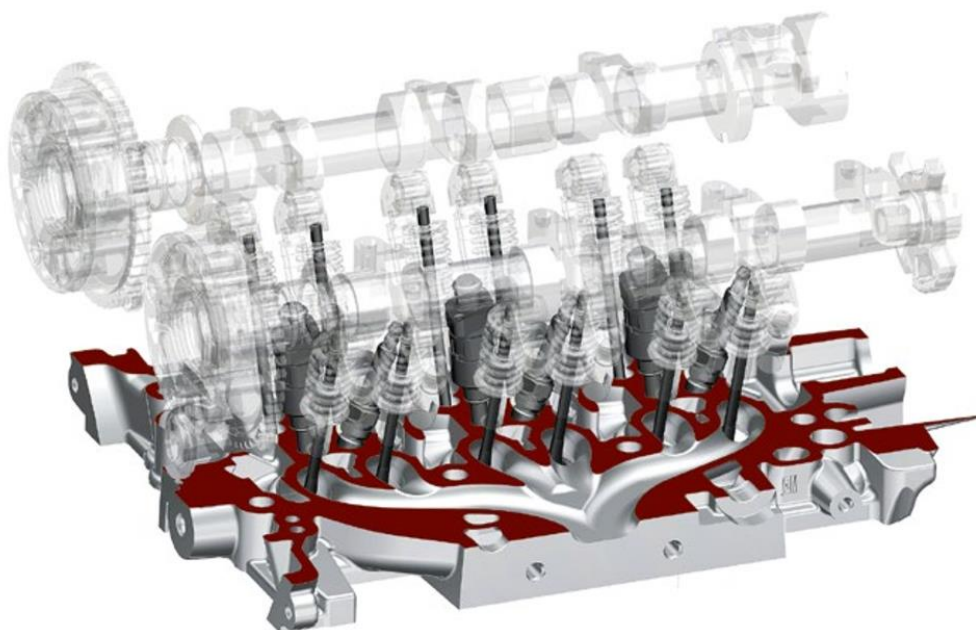
Ojnice vznikla pomocí spékání kovových prášků, dělicí rovina spodního oka řízeným lomem. Litinový klikový hřídel byl v oblasti hlavních a ojnicích ložisek dutý pro snížení hmotnosti a disponoval 4 protizávažími [21].





*Obr. 22 Pohled na spalovací komoru včetně ojnice, pístní skupiny, sacího a výfukového potrubí [21]*

V hliníkové hlavě byly dva duté vačkové hřídele ovládající dva sací a dva výfukové ventily v každém válci. Zároveň se v hlavě nacházelo vodou chlazené integrované výfukové sběrné potrubí, díky němuž se třicestný katalyzátor ohřál dříve na provozní teplotu. Dalším důvodem pro použití tohoto systému bylo, že tento motor měl i přeplňovanou verzi a vodou chlazené výfukové plyny neproudily do turbodmychadla tak horké. Motor vybavený variabilním časováním sacích a výfukových ventilů podobně jako jeho předchůdce měl nepřímé vstřikování paliva [21], [22].



*Obr. 23 Integrované výfukové sběrné potrubí do hlavy motoru [21]*

Hlavním cílem při vývoji této jednotky bylo snížení vibrací a hluku. Pozornost se upírala na konstrukci a tvar rozvodového řemene včetně napínáků a vodítek, dále na systém vstřikování paliva a také na strukturu ložiskového rámu. Přepřínávané verze s přímým vstřikováním paliva měly upravenou hlavu tak, aby nedocházelo k šíření hluku od systému vstřikování [21].

## 1.5 TOYOTA M15A-FKS & M15A-FXE

Jediným známým motorem o zdvihovém objemu okolo 1500 cm<sup>3</sup> se třemi válci a přirozeným sáním v sériové produkci je motor M15A od Toyoty. Jedná se o jednotku z řady s obchodním označením Dynamic Force, která se vyrábí od roku 2017. Tříválcová varianta byla uvedena na trh koncem roku 2019 pro čtvrtou generaci modelu Yaris [23].

### 1.5.1 TOYOTA M15A-FKS

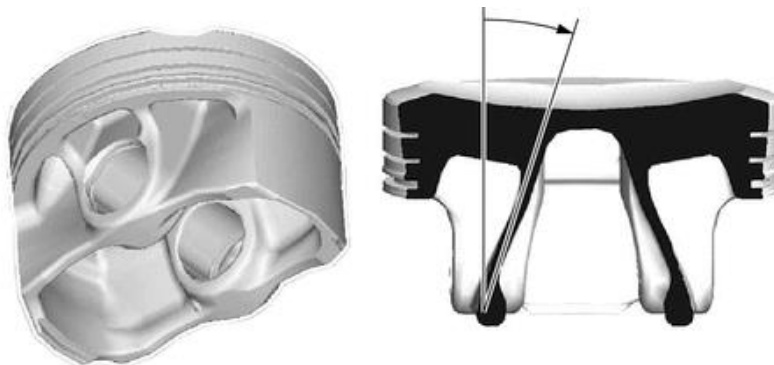
Tento agregát na rozdíl od verze s označením FXE nepočítá s pomocí elektromotoru. Jednotka má vrtání 80,5 mm a zdvih 97,6 mm. Celkový zdvihový objem je 1490 cm<sup>3</sup>, výkon 88 kW při 6600 min<sup>-1</sup> a točivý moment dosahuje hodnoty 145 N·m při 4800-5200 min<sup>-1</sup> [24]. Hmotnost motoru je 84,5 kg [38].



*Obr. 24 Motor Toyota M15A-FKS [25].*

Motor disponuje mnoha technickými řešeními jako agregát 1NZ-FE, uvedený v kapitole 1.2. Jeho blok, který má otevřenou dosedací plochu, je z hliníkové slitiny. Podobně jako u varianty 1NZ-FE jsou ve válcích umístěny litinové vložky „zdrsněním“ kontaktních ploch.

Čtyřikrát uložený klikový hřídel je pro nižší tření uložen excentricky o 10 mm. Vzhledem k systému Stop and Start se na ložiskových pánvích nachází polymerní vrstva, která zlepšuje otěruvzdornost. Ke klikovému hřídeli je pak přes ozubený převod připojen vyvažovací hřídel. Pro písty je využita hliníková slitina 2618. Drážka prvního těsnícího pístního kroužku je eloxována, na hrany všech kroužků se nanáší uhlíková vrstva odolná proti otěru (technologie DLC). Plášť pístu pokrývá polymerní vrstva z pryskyřice pro redukci tření a zvýšení odolnosti proti otěru [26].



Obr. 25 Píst motoru Toyota M15A-FKS [26].

Hlava motoru je z hliníkové slitiny. Podobně jako u motorů řady EA211 od Volkswagenu nejsou vačkové hřídele uloženy v hlavě, ale v oddělené skříni, která slouží jako kryt hlavy. Poměrně překvapivé je, že motor s tolika zajímavými technickými řešeními nedisponuje integrovaným výfukovým sběrným potrubím do hlavy válců [26].

Rozvody DOHC, tedy 4 ventily na válec, pohání řetěz napínaný automatickým hydraulickým napínákem. Ventily jsou variabilně časované pomocí nejnovější generace variabilního řízení VVT-iE. Ten řídí sací ventily pomocí elektrického nastavovače a výfukové hydraulicky [26].

Výrobce jako devízu tohoto motoru uvádí vysokou celkovou účinnost – 40 %. Té je dosaženo pomocí několika technických řešení. Motor disponuje vysokým kompresním poměrem 13,0 : 1 a pracuje v Atkinsonově cyklu. Namísto klasického lisování jsou ventilová sedla laserově navařena. To poskytuje dvě výhody: zaprvé samotné sedlo může být tenčí, což má příznivé vlivy na chlazení ventilů, a zadruhé to umožňuje optimalizovat tvar sacího kanálu tak, aby v kanálu vznikl intenzivnější vír [26].



Obr. 26 Porovnání sacích kanálů předešlé (vlevo) a současné (vpravo) generace motoru (šipky značí směr víru) [27].

Oproti předchozí verzi motoru se dále zvětšil úhel mezi osami ventilů. Agregát také kombinuje přímý a nepřímý vstřík paliva. To je vhodné zejména při nižší a střední zátěži, kdy použití obou typů vstřikování zlepšuje poměr nasávaného vzduchu a paliva a zároveň vede k úspoře paliva. Pro lepší rozprášení směsi ve válci má vstřikovač přímého vstřiku několik vstřikovacích otvorů. Vzhledem k použití přímého vstřiku paliva má motor filtr pevných částic, aby plnil současné emisní normy [27]. Dále se využívá motorový olej s velmi nízkou viskozitou SAE 0W-16 [28].

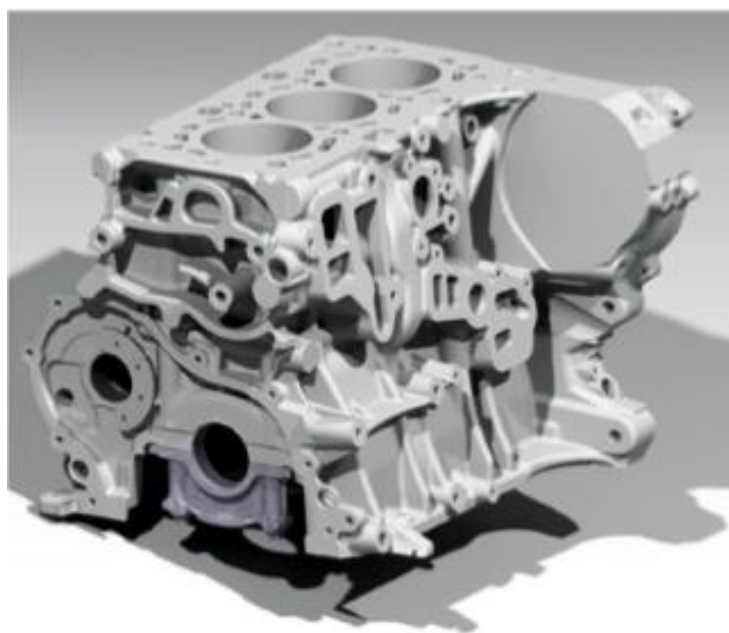
### 1.5.2 TOYOTA M15A-FXE

Tato jednotka je určena pro hybridní variantu. Má výkon 67 kW při 5500 min<sup>-1</sup> a točivý moment 120 N·m při 3800–4200 min<sup>-1</sup>. Kompresní poměr je 14,0 : 1 a celková účinnost dokonce 41 %. Tato varianta nedisponuje přímým vstřikem, má pouze klasické nepřímé vstřikování paliva MPI. Kromě toho, že zde není vyvažovací hřídel a motorový olej má dokonce ještě nižší viskozitu SAE 0W-8, se v ničem od agregátu M15A-FKS neliší [24], [28].

## 1.6 BMW B38

Prvním moderním tříválcem se zdvihovým objemem okolo 1500 cm<sup>3</sup> byl motor B38 od BMW. Plnění válců pomocí turbodmychadla nám pro popis konstrukce motoru nevadí. Přepřložený tříválec o zdvihovém objemu 1500 cm<sup>3</sup> má v současnosti kromě BMW ještě Ford, Volvo nebo Nissan.

Tento motor byl uveden na trh v roce 2014 do sportovního modelu i8. Charakterizovalo ho vrtání 82 mm, zdvih 94,6 mm a celkový zdvihový objem 1499 cm<sup>3</sup>. V modelu i8 disponoval výkonem 170 kW při 5800 min<sup>-1</sup>, točivým momentem 320 N·m při 3700 min<sup>-1</sup> a kompresním poměrem 9,5 : 1. Tento motor byl u tohoto sportovního modelu kombinován s elektromotorem o výkonu 96 kW a točivém momentu 250 N·m [30].



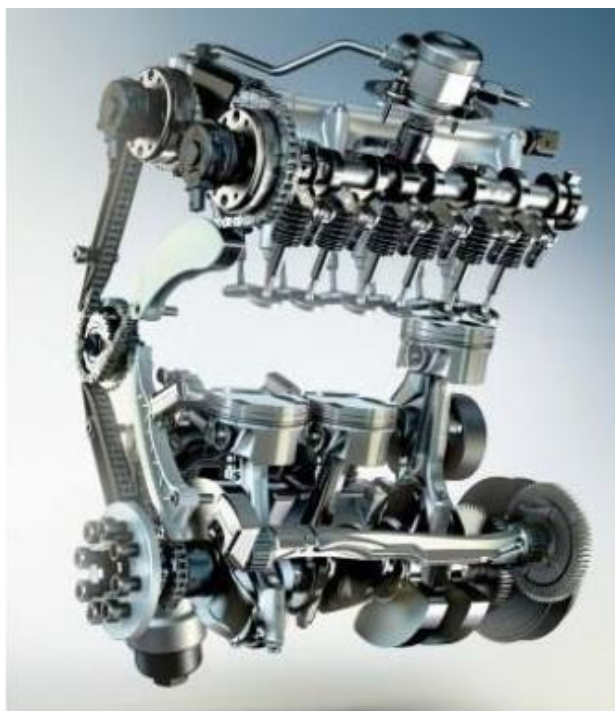
Obr. 27 Blok motoru BMW B38 [31]



Pro vozy Mini, řadu 1, X1, 2 a 3 byla určena verze o výkonu 100 kW při 4400 min<sup>-1</sup>, točivém momentu 220 N·m dostupném od 1250 min<sup>-1</sup> a kompresním poměru 11,0 : 1. Silnější verze musela doznat několika konstrukčních úprav. Ty spočívaly ve zvýšení průměrů hlavních a ojnicních ložisek, hlava válců byla vyrobena pomocí gravitačního lití, což napomáhalo pevnostním charakteristikám, jak uvádělo BMW. Dále se zvětšily průměry dříků ventilů pro ochranu před vibracemi vznikajícími v důsledku vysokých tlaků při překrytí ventilů [30].

Pohonná jednotka měla blok válců z hliníkové slitiny a uzavřenou dosedací plochu. Ve válcích byl namísto klasických litinových vložek 0,3 milimetrů silný povlak extrémně odolný proti otěru a zajišťující lepší přenos tepla do chladících kanálů [31].

Klikový hřídel byl z oceli, kovaný a v oblasti ložisek zesílený. Kované byly též ojnice, jež disponovaly bronzovými vložkami zalisovanými v okách. K vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí prvního řádu sloužil kovaný vyvažovací hřídel se dvěma závažími, kdy první závaží bylo pevně přikované na hřídeli a druhé bylo integrováno do ozubení, které spojovalo vyvažovací hřídel s klikovým. Motor disponoval hliníkovou hlavou válců [31].



*Obr. 28 Pohyblivé části motoru BMW B38 [29]*

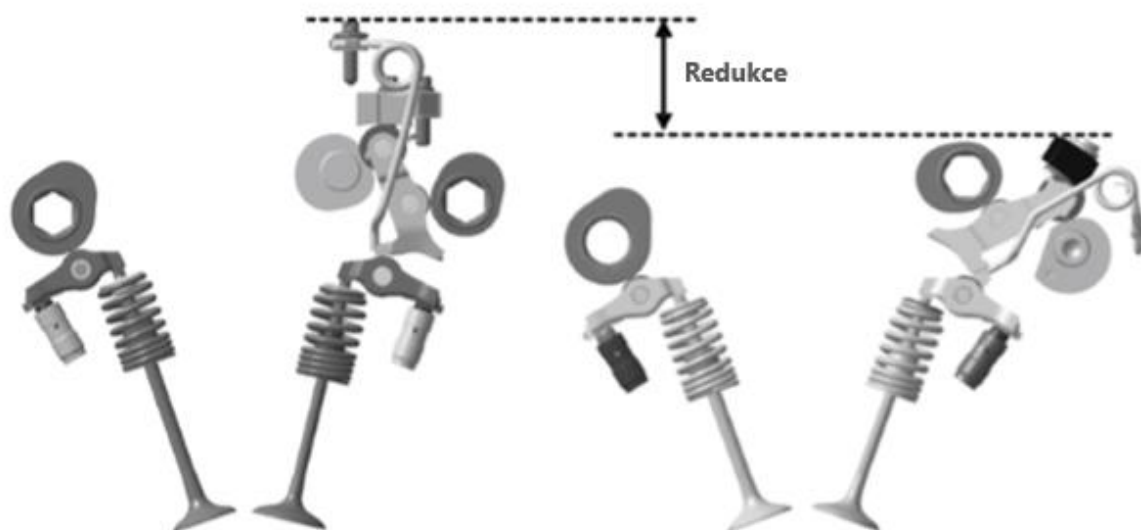
Podobně jako jiné zážehové motory od BMW byl i tento vybaven systémem Valvetronic, což značilo přítomnost proměnného zdvihu sacích ventilů. Dále šlo o kombinaci se systémem Double-Vanos – variabilním časováním sacích a výfukových ventilů. Devízou Valvetronicu byla náhrada funkce škrtkové klapky, která sice byla stále součástí motoru, ale pouze pro použití v nouzovém režimu. Díky tomu se snížila negativní práce v p-V diagramu a odstranily se ztráty vznikající turbulentním prouděním vzduchu škrtkovou klapkou. Částí rozvodového mechanismu sacích ventilů bylo také mezivahadlo, jež společně s vahadlem spojovalo vačku a ventil. Dále také mezivahadlo ovlivňovalo zdvih sacích ventilů přes excentrický hřídel řízený

elektromotorem. Poprvé se tento systém využil u BMW 318i Compact v roce 2001 a posléze v motoru B38 byla jeho čtvrtá generace [32].



Obr. 29 Části systému Valvetronic [32]

Hlavní změna čtvrté generace spočívala v umístění elektromotoru v hlavě válců na stranu sacích ventilů. Také se zaměnila pozice excentrického a vačkového hřídele. Těmito úpravami došlo k zásadnímu snížení výšky mechanismu [31].



Obr. 30 Porovnání výšky systému Valvetronic 3. a 4. generace [31]

Tento motor byl součástí modulární strategie automobilky BMW, kdy se zjistilo, že optimálním zdvihovým objemem na jeden válec je  $500 \text{ cm}^3$ . S tímto zdvihovým objemem se vyráběly ještě přeplňované čtyřválcové a šestiválcové motory [33]. Tento poznatek byl také jednou z motivací pro tuto práci, tedy zjištění, zda by byl výhodnější tříválcový motor o celkovém zdvihovém objemu 1,5 litru než motor čtyřválcový o stejném zdvihovém objemu.



Obr. 31 Schéma faktorů ovlivňujících ideální zdvihový objem [33]

## 2 KONCEPČNÍ NÁVRH MOTORŮ

Jako základ pro čtyřválcový motor slouží jednotka Škoda 1.5 MPI EA 211. Tento motor je určený pro východní trhy a můžeme se s ním setkat například v čínské verzi Volkswagenu Jetta nebo Škody Kamiq. Některé části tohoto motoru byly poskytnuty ve formě uzamčených CAD souborů.

Tříválcový motor vychází částečně z motoru BMW B38 a částečně z modelu čtyřválcce. Blok motoru BMW B38 společně s klikovým mechanismem byl k dispozici na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.

### 2.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY

Pro objektivnější srovnání obou motorů je poměr mezi vrtáním a zdvihem stejný. Vrtání a zdvih čtyřválcového motoru se shoduje s motorem Škoda.

- Vrtání válce:  $D_1 = 74,5 \text{ mm}$
- Zdvih válce:  $Z_1 = 85,9 \text{ mm}$

Zdvih tříválcového motoru je totožný se zdvihem motoru BMW B38. Vrtání je poté určeno vynásobením tohoto zdvihu s poměrem zdvihu a vrtání čtyřválcového motoru.

- Vrtání válce:  $D_2 = 82 \text{ mm}$
- Zdvih válce:  $Z_2 = 94,5 \text{ mm}$

Spalovací tlaky jsou pro oba motory shodné a vychází z indikace motoru Škoda. Tuto indikaci poskytl vedoucí práce.

### 2.2 KONSTRUKČNÍ PRVKY

Čtyřválcový motor je stejně jako předloha jednotka s přirozeným sáním a nepřímým vstřikováním paliva. Návrh klikového mechanismu je vytvořen podrobněji, jelikož je podroben dalšímu zkoumání, ostatní prvky jsou vymodelovány zjednodušeně. Zároveň ale reprezentují vnější rozměry a hmotnost podobnou reálným součástem. Jediný rozdíl oproti předloze je v užitém typu olejového čerpadla. Místo čerpadla s proměnným průtokem je v návrhu trochoidní čerpadlo. Dále také díly jako alternátor, kompresor klimatizace a olejový filtr jsou modelovány tak, aby rozměrově odpovídaly skutečným součástem, ale není jim přiřazován materiál, nýbrž je nastavena hustota podle hmotnosti nalezené v katalogu dílů.

Pro tříválcový motor platí stejně jako u čtyřválcového, že klikový mechanismus je modelován podrobněji, plnění je realizováno přirozeným sáním a má nepřímé vstřikování paliva. Navíc se implementoval vyvažovací hřídel, jenž je poháněn od klikového hřídele se stejným převodem a dále uložen ve dvou valivých ložiscích, což je výhodné řešení z hlediska třecích ztrát.



### 3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH MOTORŮ

Tato část se věnuje popsání a zobrazení jednotlivých komponent motorů. Popis se shoduje u čtyřválcové i tříválcové varianty. U každého dílu jsou porovnány rozměry a hmotnosti obou možností. Modely jsou navrženy v softwaru Creo Parametric 2.0.

#### 3.1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus je jedna z nejvíce namáhaných součástí celého motoru. Stará se o převod translačního pohybu pístu a posuvné části ojnice na rotační pohyb klikového hřídele a rotační části ojnice. Otáčením klikového hřídele se poté pohání celý rozvodový mechanismus a příslušenství motoru jako například alternátor nebo kompresor klimatizace. Od druhého konce se rotační pohyb klikového hřídele přes převodovku, rozvodovku a diferenciál přenáší až na kola. Návrh rozměrů klikového hřídele je klíčový pro velikost pevných částí motoru.

##### 3.1.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Rozměry klikového hřídele jsou dány vrtáním, zdvihem, vzdáleností mezi osami válců a rozměry ložisek. U čtyřválcového motoru jsou rozměry ložisek totožné s předlohovým motorem Škoda. Klikový hřídel je uložen v pěti ložiscích pro zajištění v radiálním směru. Pro zajištění v axiálním směru je axiální ložisko umístěno na čtvrtém hlavním čepu.

Na předním konci je pomocí šroubu M14 připevněna řemenice pohonu příslušenství, ve které je integrován tlumič torzních kmitů. Dále se tu nachází i řemenice pro pohon rozvodů, která má stejně jako přední konec klikového hřídele frézovanou drážku. Na předním konci je také situován rotor olejového čerpadla.

Na zadním konci klikového hřídele se nachází příruba pro setrvačnick připevněný pomocí šesti šroubů M10. Otvory jsou vyvrtány po 60° vyjma jednoho, jenž je o 10° posunutý kvůli zajištění polohy setrvačnicku. Dále je na přírubě pro setrvačnick nalisováno ozubené kolo pro snímání otáček klikového hřídele.

Pro redukci hmotnosti rotačních částí jsou ojnicní čepy odlehčeny vyvrtanými otvory. Ty musí být vychýlené vůči ose ojnicního čepu, protože by nástroj kolidoval s vývažky ostatních zalomení.

Mazání ojnicních čepů je zajištěno pomocí kanálků vrtaných pod úhlem 27°. Pod stejným úhlem pak najíždí i nástroj pro zkosení vyústění těchto kanálků.

Vzhledem k nízkému zatížení motoru je klikový hřídel vyroben jako odlitek z tvárné litiny.

U tříválcového motoru jsou rozměry ložisek určeny podle měrného tlaku působícího na průmět ložiska. Průmět ložiska je plocha obdélníku, kde se délka jedné strany shoduje s průměrem ložiska a délka druhé strany s jeho šířkou. O určení rozměrů ložisek tříválcového motoru pojednává *Kapitola 4*.

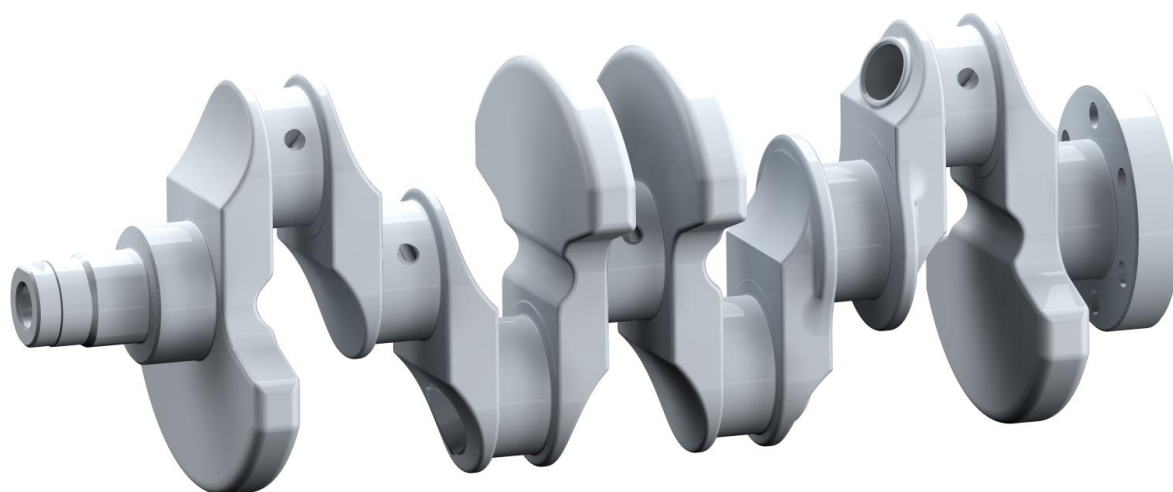
Klikový hřídel tříválcové varianty je vyvážen momentově protizávažími na prvním a třetím zalomení. Nevyvážené momenty setrvačných sil posuvných částí jsou vzhledem

ke zdvihovému objemu vyváženy vyvažovacím hřídelem poháněným od klikového hřídele čelním ozubením s šikmými zuby.

Ozubené kolo pohonu vyvažovacího hřídele je na přední konec klikového hřídele nalisováno a proti otáčení v radiálním směru zajištěno perem. Proti axiálnímu posuvu poté osazením na klikovém hřídeli na jedné straně a na druhé ozubeným kolem pohonu rozvodového mechanismu.

*Tabulka 2 Porovnání rozměrů a hmotnosti klikových hřídelů*

Rozměr	Čtyřválec	Tříválec
Průměr hlavního ložiska [mm]	48	58,6
Šířka hlavního ložiska [mm]	20,4	22,95
Průměr ojnicního ložiska [mm]	47,8	51,1
Šířka ojnicního ložiska [mm]	18,2	19,3
Celková délka klikového hřídele [mm]	415,7	378,25
Vnější poloměr vývažku [mm]	71	80,4
Hmotnost klikového hřídele [kg]	9,855	11,41



*Obr. 32 Klikový hřídel čtyřválcového motoru*

### 3.1.2 OJNICNÍ SKUPINA

Ojnice je vyrobena záпустkovým kováním ze speciální oceli C70S6. Dřík má tvar písmene I. Víko ojnice je dělené pomocí řízeného lomu a spojeno dvěma šrouby M8. Do víka ojnice jsou vloženy dvě ložiskové pánve. Malé oko ojnice má trapézový tvar a v jeho spodní části se nachází nákovek pro lepší odolnost proti tlakům plynů. U tříválcového motoru je délka ojnice volena tak, aby hodnota ojnicního poměru ležela mezi hodnotou čtyřválcového motoru a hodnotou motoru BMW B38.

Tabulka 3 Porovnání rozměrů a hmotnosti ojníc

Rozměr	Čtyřválec	Tříválec
Délka ojnice [mm]	140	144
Průměr velkého oka [mm]	50,6	53,1
Průměr malého oka [mm]	19	21
Šířka ojnice [mm]	20	21,5
Hmotnost ojnicí skupiny [kg]	0,403	0,589



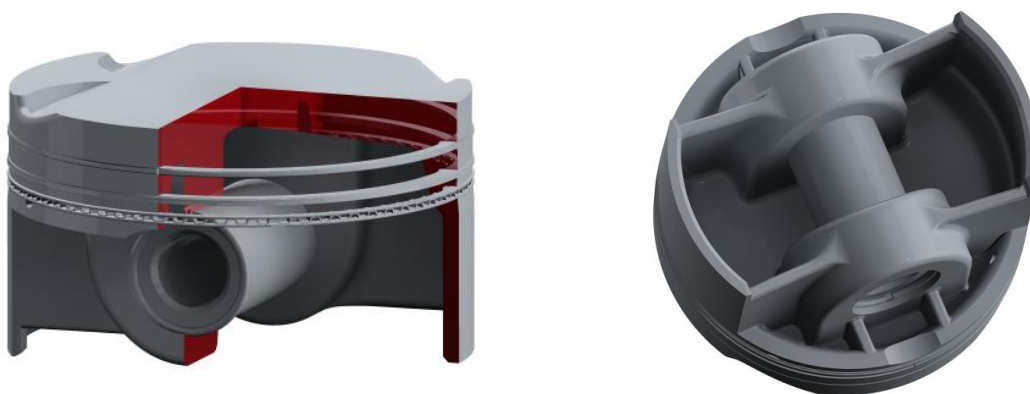
Obr. 33 Ojnicí skupina čtyřválcového motoru

### 3.1.3 PÍSTNÍ SKUPINA

Píst je odléván pomocí gravitačního lití do kovových forem. Použitým materiálem je silumin s přídavkem legur pro lepší mechanické vlastnosti za zvýšených teplot  $\text{AlSi12CuNiMg}$ . Píst obsahuje tři drážky pro pístní kroužky. První z nich je kroužek s válcovou těsnicí plochou, druhý je minutový s vnějším osazením a břitem a třetí je složený kroužek s expandérem. Pístní čep je plovoucí, uložený v nálitcích pístního čepu a proti pohybu v axiálním směru zajištěn drátěnými pojistkami. Ve dnu pístu se nachází vybrání pro ventily, aby se omezilo riziko kontaktu pístu s ventilem.

Tabulka 4 Porovnání rozměrů a hmotnosti pístní skupiny

Rozměr	Čtyřválec	Tříválec
Průměr pístu [mm]	74,5	82
Výška pístu [mm]	45,5	46,5
Kompresní výška pístu [mm]	27,5	28,5
Tloušťka dna pístu [mm]	6	7
Vnější průměr pístního čepu [mm]	19	21
Délka pístního čepu [mm]	40,5	49,5
Výška prvního pístního kroužku [mm]	1,2	1,2
Výška druhého pístního kroužku [mm]	1,2	1,2
Výška třetího pístního kroužku [mm]	2	2
Hmotnost pístní skupiny [kg]	0,283	0,384



Obr. 34 Pístní skupina tříválcového motoru

### 3.1.4 SETRVAČNÍK

Vzhledem k otáčkám, kterých motor dosahuje a ve kterých se pohybuje, je setrvačnick odléván z šedé litiny. Dále vzhledem k většímu rozkmitu točivého momentu tříválcového motoru od střední hodnoty, než je tomu u motoru čtyřválcového, je nutné, aby setrvačnick tříválcového motoru byl hmotnější, potažmo měl vyšší moment setrvačnosti. U setrvačnicku tříválcového motoru není hmotnost zvýšena zvětšením průměru setrvačnicku, ale jeho rozšířením. Jinak by se blok motoru musel rozšiřovat kvůli otvorům na montáž převodovky. Ke klikovému hřídeli je přimontován pomocí 6 šroubů M10. Pro montáž spojky na setrvačnick se tu nachází 9 otvorů pro šrouby M6.

Tabulka 5 Porovnání rozměrů a momentů setrvačnosti setrvačnicků

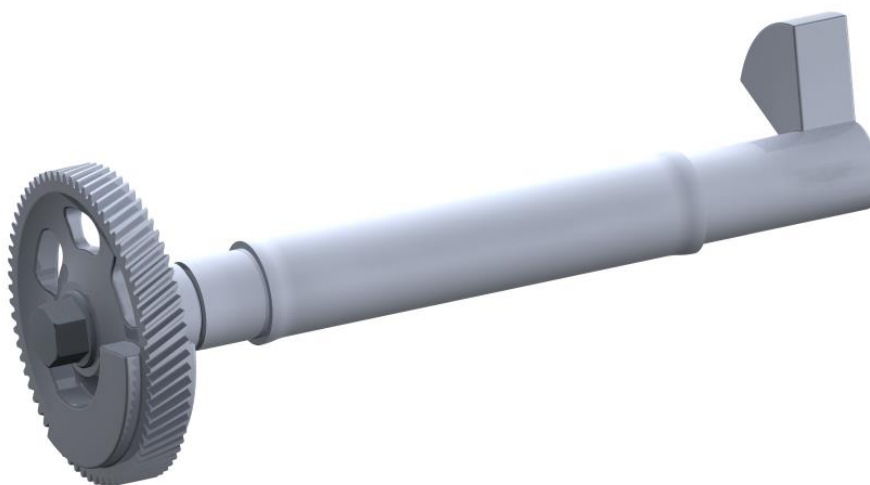
Rozměr	Čtyřválec	Tříválec
Průměr [mm]	270	270
Šířka [mm]	28,7	32,3
Moment setrvačnosti [ $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$ ]	$3,72 \cdot 10^4$	$4,53 \cdot 10^4$



*Obr. 35 Setrvačník tříválcového motoru*

### 3.1.5 VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL

Vyvažovací hřídel z oceli je použit pouze u tříválcového motoru. Hřídel je po celé délce dutý kvůli šroubu M14, kterým jsou přichycena dvě protizávaží. Jedno se pohybuje v prostoru klikové skříně a druhé vně bloku motoru – integrované do ozubeného kola, které vyvažovací hřídel pohání. Ozubené kolo je osazeno čelním ozubením s šikmými zuby. Pozici vývažku a ozubeného kola zajišťují kolíky o průměru 3 mm. Vyvažovací hřídel je uložen ve dvou jehlových ložiscích s lisovaným pouzdrem HK3020. Ložiska jsou mazána pomocí otvorů o průměru 1 mm. Proti posunutí v axiálním směru je v hřídeli vysoustružena drážka, do které zapadají dva plíšky přichycené dvěma šrouby M6 do bloku motoru.



*Obr. 36 Vyvažovací hřídel tříválcového motoru*

### 3.1.6 SROVNÁNÍ KOMPLETNÍCH KLIKOVÝCH MECHANISMŮ

Rozměry a hmotnosti klikových mechanismů jsou započítány včetně setrvačníku a u tříválcového motoru včetně sestavy vyvažovacího hřídele. Obrázek klikového mechanismu čtyřválcového motoru je v *Příloze 1*, klikový mechanismus tříválce v *Příloze 2*.

*Tabulka 6 Porovnání délky a hmotnosti klikových mechanismů*

Rozměr	Čtyřválec	Tříválec
Celková délka [mm]	426,2	388,8
Celková hmotnost [kg]	21,55	25,46

## 3.2 PEVNÉ ČÁSTI MOTORU

Hlavní rozměry těchto částí vychází z rozměrů klikového mechanismu. Vnitřní prostor bloku motoru je dán rotací klikového hřídele, ojnice a u tříválcové varianty vyvažovacího hřídele.

### 3.2.1 BLOK MOTORU

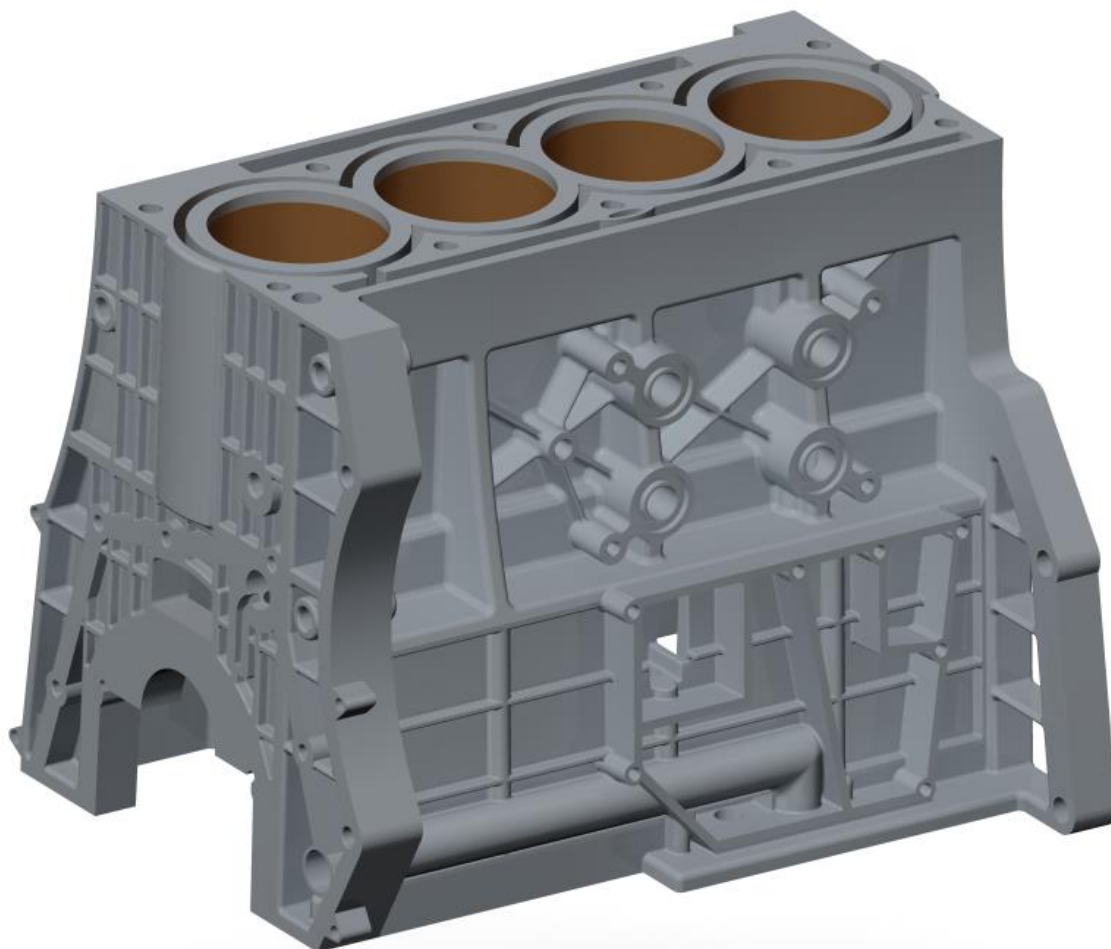
Blok motoru je hlavní nosná část motoru. V tomto případě se jedná o odlitek ze slitiny hliníku AlSi7Mg. Blok, který má otevřenou dosedací plochu, je dělený pod osou klikového hřídele – k uložení klikového hřídele jsou použita ložisková víka. Každé z pěti vík je připevněno k bloku dvěma šrouby M10. Do válců jsou zalité litinové vložky.

Na přední straně je viditelná dosedací plocha pro skříň olejového čerpadla s pěti otvory pro šrouby M6. Dále tu jsou dva otvory pro vedení oleje – jeden vede olej k ložiskům klikového hřídele, druhý vede do spodního víka motoru. Na této straně bloku se nachází také čtyři nálitky pro otvory na šrouby M6 pro uchycení spodního bočního krytu, dále dva otvory na šrouby M8 pro montáž alternátoru a tři otvory na šrouby M10 pro připevnění středního bočního krytu – tento průměr je zvolen, protože tento kryt slouží k uložení motoru pryžovými lůžky ke karoserii. Je tu také vidět otvor k odvětrávání klikové skříně a jeden otvor na šroub M10 pro uchycení napínací kladky rozvodového řemene.

Na straně z pohledu sání se nachází dosedací plocha pro odlučovač oleje se sedmi otvory pro šrouby M5. Dále jsou tu čtyři otvory – dva od chladicí větve a dva od mazací větve pro výměník voda-olej. Ten drží na bloku pomocí čtyř šroubů M6. Ještě je na této straně umístěno čidlo detonačního spalování. Na zadní straně je šest otvorů pro šrouby M6 pro čidlo otáčení klikového hřídele. Ze spodní strany je vidět dvanáct, potažmo deset u tříválce, otvorů pro šrouby M6 k upevnění spodního víka motoru.

*Tabulka 7 Porovnání rozměrů a hmotnosti bloků*

Rozměr	Čtyřválec	Tříválec
Délka [mm]	349	294,9
Šířka [mm]	312	354,35
Výška [mm]	270	291
Hmotnost [kg]	14,87	16,62



*Obr. 37 Blok čtyřválcového motoru*

### 3.2.2 HLAVA MOTORU

Hlava motoru je nejsložitějším odlitkem z celého motoru a je vyrobena z materiálu AlSi7Mg. Na straně z pohledu sání se nachází sací kanály, kterými je přiváděna směs do střežovitého spalovacího prostoru. Poté spaliny odchází do integrovaného výfukového sběrného potrubí. Výhodou tohoto řešení je rychlejší zahřátí motoru. Pro montáž sacího potrubí je tu připraveno pět otvorů, u tříválce čtyři, na šrouby M5. Nachází se tu také dva otvory pro ustavení polohy sacího potrubí kolíky. K bloku motoru je hlava připevněna deseti, respektive osmi šrouby M9. O utěsnění prostoru mezi blokem a hlavou se stará 0,56 milimetru tlusté kovové vrstvené těsnění. Do hlavy jsou zalisována ventilová sedla z tvrdokovu CrNi. V hlavě se nachází dosedací plochy pro ventilové pružiny a otvory pro jejich vedení. Dále jsou v hlavě otvory pro hydraulické nastavovače ventilové vůle.

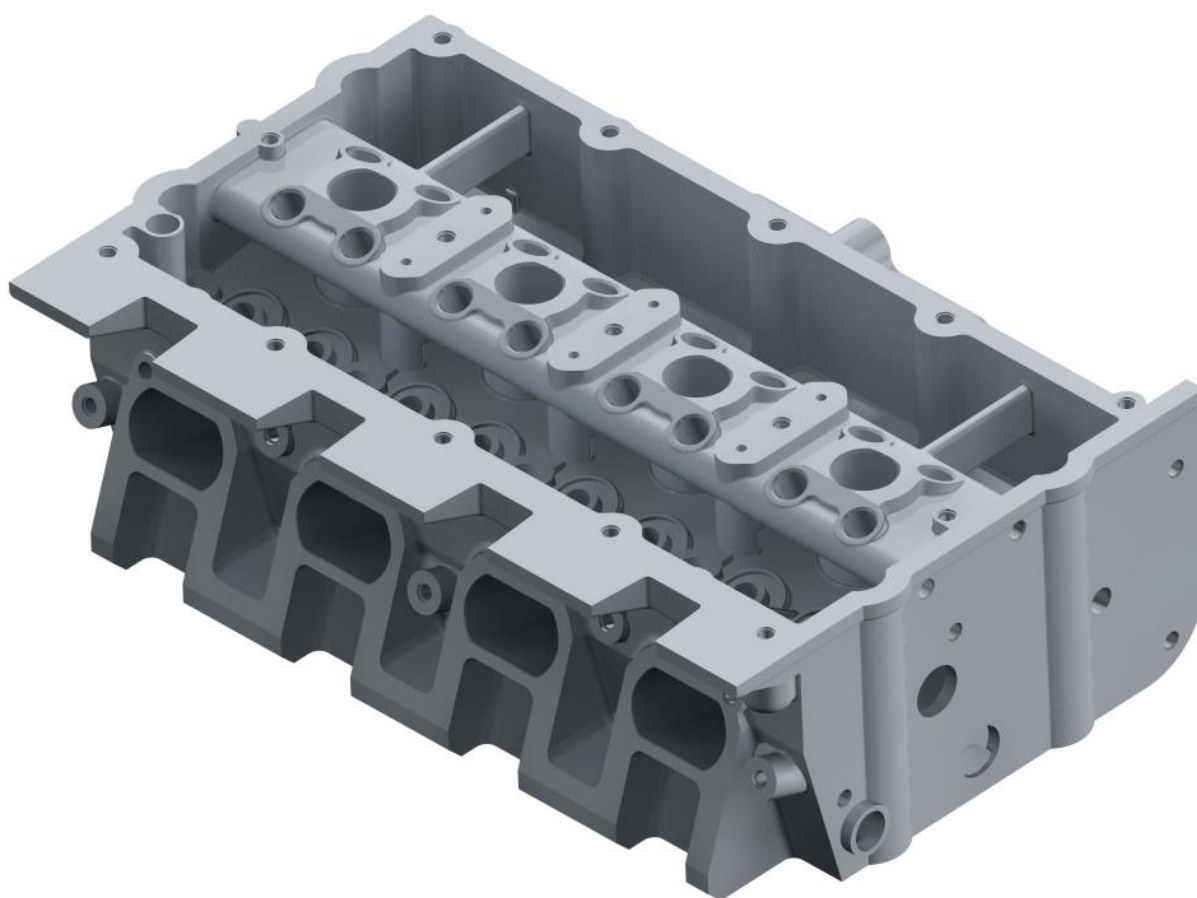
Na zadní straně je možné nalézt otvory pro vedení chladicí kapaliny do skříně čerpadla chladicí kapaliny, potažmo termostatu a také otvory na uchycení těchto dílů.



Na přední straně se nachází otvor pro šroub M8 určený k montáži napínací kladky rozvodového mechanismu a otvor pro uchycení středního bočního krytu motoru.

*Tabulka 8 Porovnání rozměrů a hmotností hlav*

Rozměr	Čtyřválec	Tříválec
Délka [mm]	355	300
Šířka [mm]	249	276
Výška [mm]	115,5	115,5
Hmotnost [kg]	10,79	11,06



*Obr. 38 Hlava čtyřválcového motoru*

### 3.2.3 KRYT HLAVY

Kryt hlavy je v tomto případě hlavní nosnou částí rozvodového mechanismu. Nachází se v něm dvě pětikrát nebo čtyřikrát uložené vačkové hřídele. Uložení je mazáno kanálky, do kterých se olej přivádí z hlavy motoru. K hlavě je kryt, který je stejně jako hlava odlitek z hliníkové slitiny, přišroubován patnácti nebo dvanácti šrouby M8 a mezi nimi se nachází 1 milimetr tlusté



těsnění. V horní části nalezneme dva otvory pro snímače polohy vačkového hřídele, čtyři nebo tři otvory pro zapalovací cívky.

*Tabulka 9 Porovnání rozměrů a hmotností krytu hlavy*

Rozměr	Čtyřválec	Tříválec
Délka [mm]	375	341
Šířka [mm]	276,5	281
Výška [mm]	107,5	114,5
Hmotnost [kg]	2,53	2,43

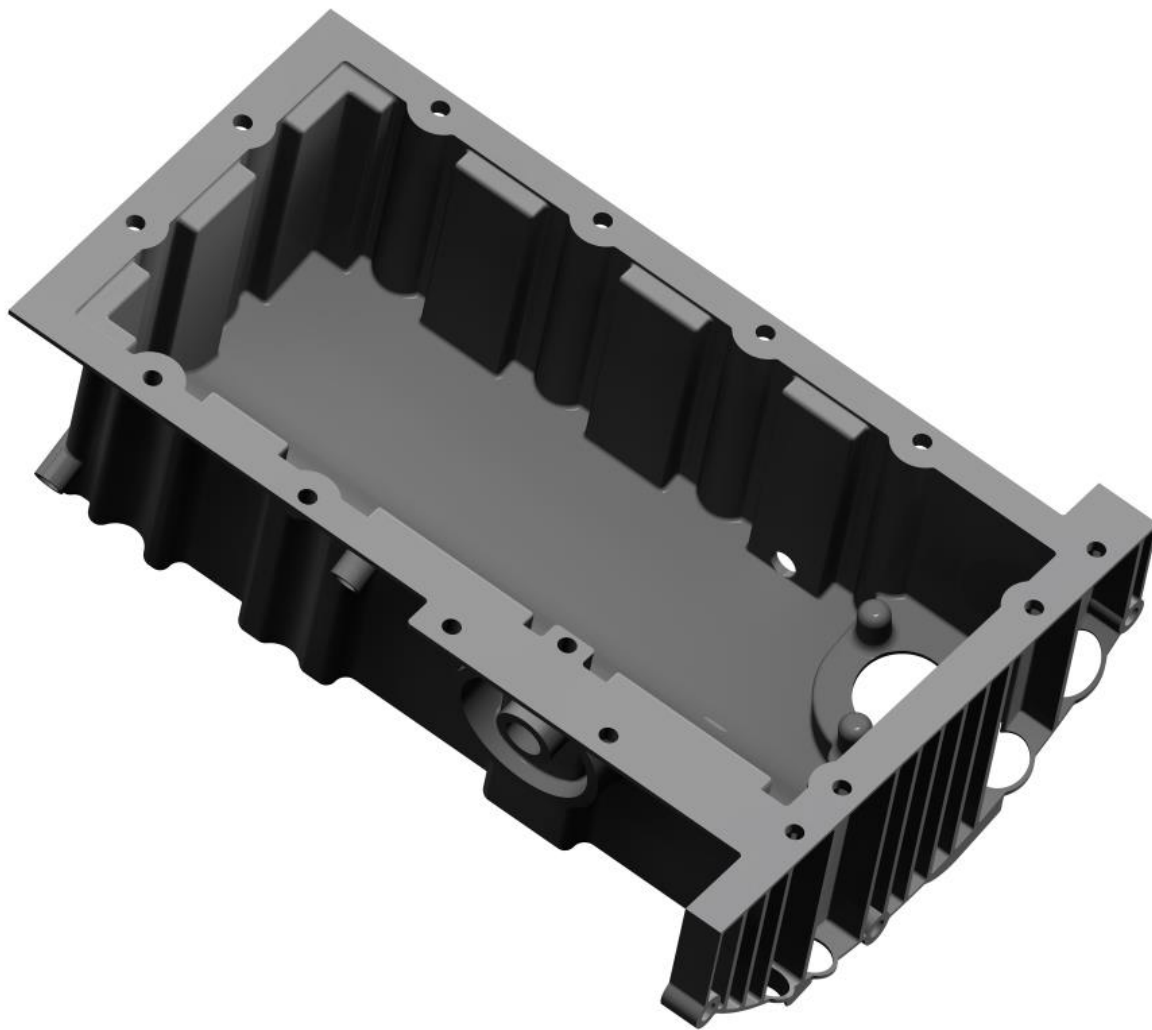


*Obr. 39 Kryt hlavy čtyřválcového motoru*

### 3.2.4 SPODNÍ VÍKO MOTORU

Spodní víko motoru je vyrobeno jako hliníkový odlitek a slouží jako nádrž pro motorový olej. Dno spodního víka je skloněno dvojstupňově o  $10^\circ$  a  $13^\circ$ . Větší úhel je pro uložení motoru vzhledem ke karoserii.

V dolní části se nachází výpustní otvor zajištěný šroubem. Také se tu nalézá otvor pro čidlo hladiny oleje. Na straně od sání jsou dále otvory k uchycení kompresoru klimatizace a otvor pro olejový filtr. Na zadní straně pak můžeme najít přírubu pro skříň převodovky se třemi otvory pro šrouby M10.

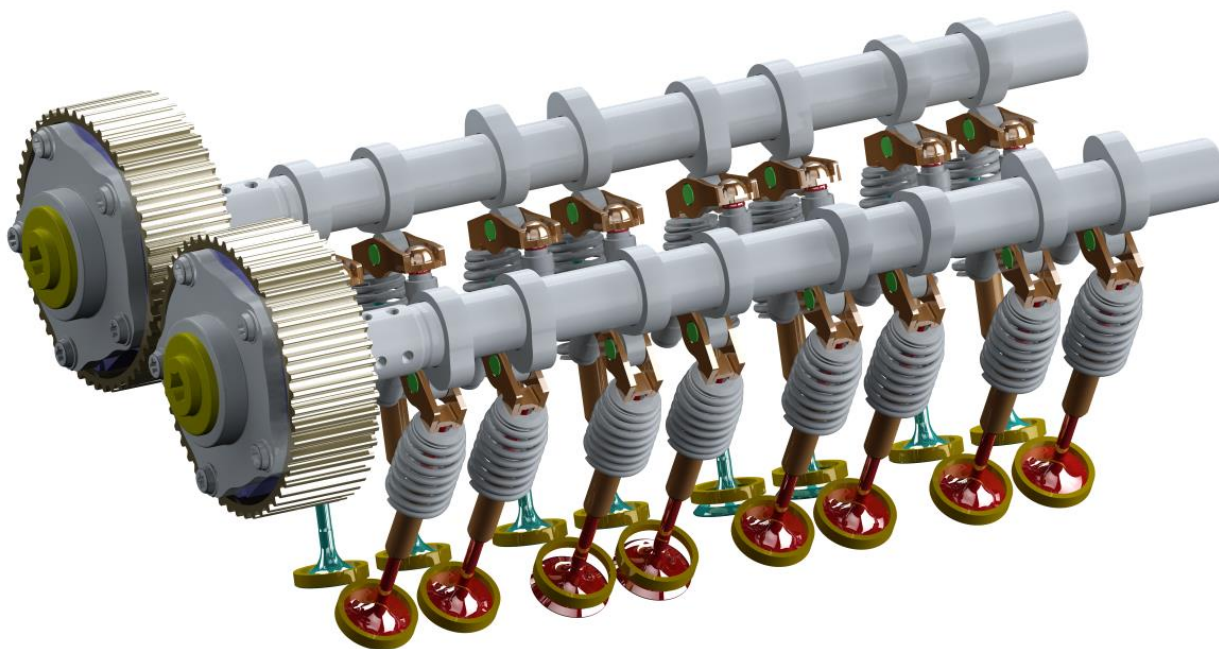


*Obr. 40 Spodní víko čtyřválcového motoru*

### 3.2.5 ROZVODOVÝ MECHANISMUS

Pomocí rozvodového mechanismu se dostává směs do spalovacího prostoru a po spalovacím procesu jej opouští. Oba motory mají čtyři ventily na válec – rozvod DOHC. Pohyb ventilů je zprostředkován vahadly, která se ovládají váčkami. Do vahadel také dosedají hydraulické nastavovače ventilové vůle. Ventily vrací do původní polohy ventilové pružiny.

Vačkový hřídel je spojen s řemenicí hřídelem, který má z jedné strany závit pro spojení s řemenicí a na druhé je opatřen drážkováním pro přenos momentu do vačkového hřídele. Součástí řemenice jsou i nastavovače vačkového hřídele, pomocí nichž se variabilně otvírají ventily.



*Obr. 41 Části rozvodového mechanismu čtyřválcového motoru*

## 4 NÁVRH LOŽISEK KLIKOVÉHO HŘÍDELE TŘÍVÁLCOVÉHO MOTORU

U čtyřválcového motoru jsou rozměry ložisek klikového hřídele shodné s rozměry předlohového motoru Škoda 1.5 MPI. Správné určení rozměrů ložisek klikového hřídele tříválcového je klíčové pro rozměry celého motoru a také pro porovnatelnost obou motorů. Pro výpočet jakékoliv síly vznikající v klikovém mechanismu potřebujeme znát velikost tlaku plynů ve spalovacím prostoru v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele a také setrvačné účinky vznikající pohybem klikového mechanismu. Hodnoty těchto tlaků byly poskytnuty z motoru Škoda 1.5 MPI a jsou pro jednoduchost aplikovány na oba motory. Rozměry ložisek u tříválcového motoru jsou vypočítány pomocí měrného tlaku působícího na průmět ložiska. Tento tlak by měl být stejný jako pro čtyřválcový motor. Výpočet, jenž je proveden pro otáčky maximálního točivého momentu  $3750 \text{ min}^{-1}$ , probíhá tak, že se ze známých rozměrů klikového hřídele čtyřválcového určí měrný tlak a z něj se poté určí rozměry ložisek klikového hřídele tříválcového motoru. Postup výpočtu je popsán v následujícím textu.

### 4.1 PRIMÁRNÍ SÍLY (SÍLY OD TLAKŮ PLYNŮ)

Tlak od plynů vznikajících ve spalovacím prostoru působí na stěny válce, hlavu motoru a dno pístu. Přítomnost těchto tlaků vyvozuje sílu, která přes píst a ojnici způsobuje pohyb klikového hřídele a je dána vztahem:

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (p - p_0), \quad (1)$$

kde  $D$  je vrtání motoru,  $p$  je okamžitá hodnota tlaku ve spalovacím prostoru a  $p_0$  je tlak v klikové skříni pod pístem, který se rovná atmosférickému tlaku.

### 4.2 SEKUNDÁRNÍ SÍLY (SETRVAČNÉ SÍLY)

Velikost setrvačných sil je dána hmotnostmi pohybujících se částí klikového mechanismu a jejich zrychlením. Pístní skupina koná translační pohyb, ojnice obecný rovinný pohyb a klikový hřídel rotační pohyb.

#### 4.2.1 REDUKCE OJNICE DO DVOU HMOTNÝCH BODŮ

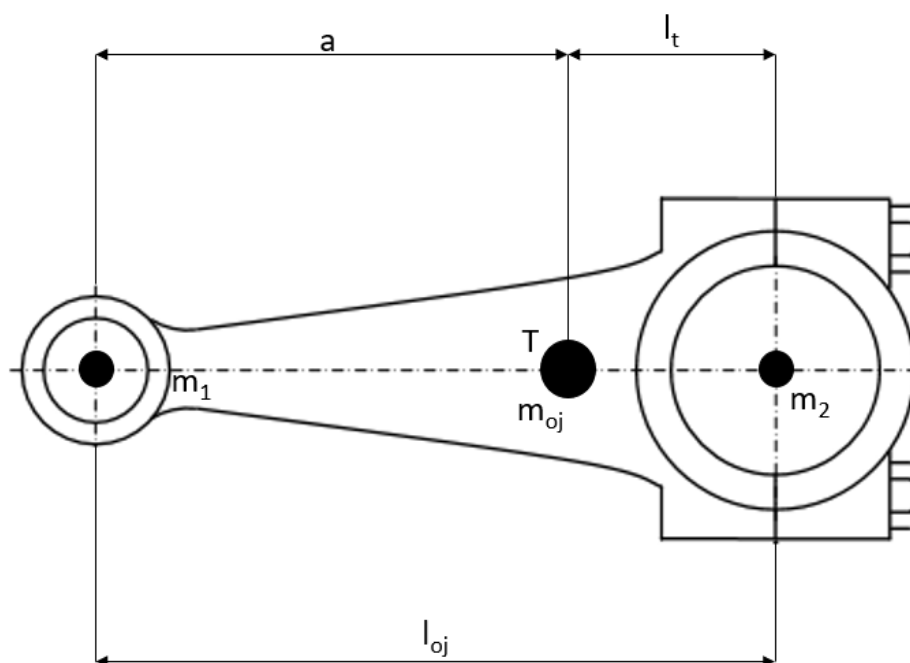
Pohyb ojnice se skládá z translačního pohybu horního oka ojnice společně s pístní skupinou a rotačního pohybu ojnice společně s klikovým hřídelem. Vzhledem k tomu, že pro další výpočty je nutné znát setrvačné síly posuvných částí a setrvačné síly rotačních částí, musí se hmotnost ojnice rozdělit na dvě části. To se provádí pomocí redukce ojnice do dvou hmotných bodů – jeden v ose pístního čepu, druhý v ose ojničního čepu. Vzhledem k tomu, že máme model ojnice vycházející z předlohy, není problém určit si polohu těžiště a snadno provést tento výpočet.

Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice se vypočítá:

$$m_1 = m_{oj} \frac{l_t}{l_{oj}}, \quad (2)$$

kde  $m_{oj}$  je hmotnost ojnice,  $l_t$  je vzdálenost těžiště a středu ojničního čepu a  $l_{oj}$  je délka ojnice. Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice se následně definuje vztahem:

$$m_2 = m_{oj} - m_1. \quad (3)$$



Obr. 42 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů

#### 4.2.2 SETRVAČNÉ SÍLY ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly rotačních částí vznikají rotací redukované hmotnosti ojnice a klikového hřídele. Součtem těchto sil poté vznikne celková odstředivá síla klikového mechanismu, která má pak vliv na radiální složku celkové síly, jež na klikový mechanismus působí. Vlastnosti zalomení jsou získány z okna *Mass Properties* v programu Creo Parametric 2.0.

Odstředivá síla rotační části ojnice:

$$F_{SROC} = m_2 r \omega^2, \quad (4)$$

kde  $r$  je vnější poloměr vývažku klikového hřídele a  $\omega$  je konstantní hodnota úhlové rychlosti klikového hřídele.

Odstředivá síla jednoho zalomení:

$$F_{zal} = m_{zal} r_{zal} \omega^2, \quad (5)$$

kde  $m_{zal}$  je hmotnost zalomení a  $r_{zal}$  je vzdálenost těžiště zalomení od osy otáčení klikového hřídele.

Celková hodnota odstředivé síly se poté vypočítá jako:

$$\vec{F}_{odstřediva\_celkova} = \vec{F}_{SROC} + \vec{F}_{zal}. \quad (6)$$

#### 4.2.3 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Velikost setrvačné síly je důležitá pro určení celkové síly působící na pístní skupinu. Je dána součtem hmotnosti pístní skupiny a redukované hmotnosti posuvných částí ojnice.

$$F_{S\_pp} = -(m_{pist\_skup} + m_1)a_{pist}, \quad (7)$$

kde  $m_{pist\_skup}$  je hmotnost pístní skupiny a  $a_{pist}$  je zrychlení pístu. To je pro první dva řády definováno vztahem:

$$a_{pist} = r\omega^2 [\cos(\alpha) + \lambda \cos(2\alpha)], \quad (8)$$

kde  $\alpha$  je úhel natočení klikového hřídele a  $\lambda$  je klikový poměr, který se vypočítá jako:

$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}}. \quad (9)$$

#### 4.2.4 CELKOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA OJNÍČNÍ LOŽISKO

Výsledná síla působící na pístní skupinu je součtem síly od tlaku plynů a setrvačné síly posuvných částí:

$$F_{cc} = F_p + F_{S\_pp}. \quad (10)$$

Tato síla se pohybem ojnice rozkládá na sílu působící v ose ojnice a normálovou sílu působící na plášť válce. Síla působící v ose ojnice se vypočítá:

$$F_{oj} = \frac{F_{cc}}{\cos(\beta)}, \quad (11)$$

kde  $\beta$  je odklon osy ojnice od osy válce a vypočítá se jako:

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin(\alpha)). \quad (12)$$

Síla působící v ose ojnice se poté po nositelce přenáší z působíště ve středu pístního čepu do středu ojničního čepu. Zde se rozkládá na tečnou a radiální složku. Tečná složka se vypočítá jako:

$$F_{tt} = F_{oj} \sin(\alpha + \beta). \quad (13)$$

Radiální síla má tvar:

$$F_{rr} = F_{oj} \cos(\alpha + \beta). \quad (14)$$

Pro určení celkové radiální síly potřebujeme znát setrvačnou sílu rotující části ojnice, záporné znaménko je tu kvůli působení od středu rotace:

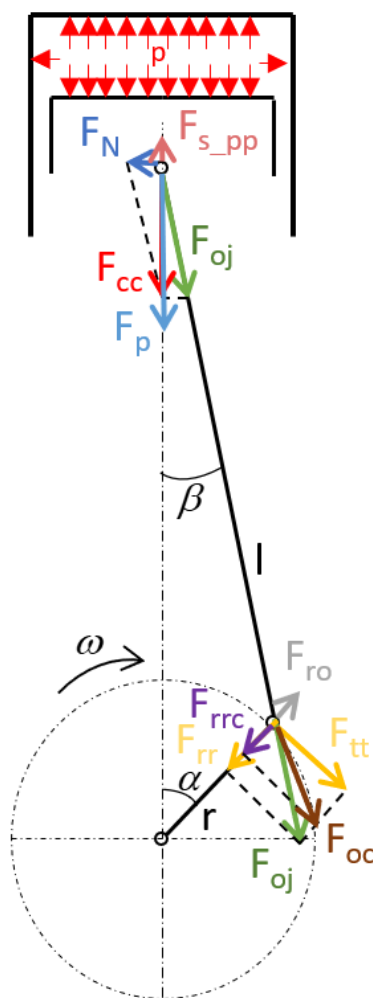
$$F_{ro} = -m_2 r \omega^2. \quad (15)$$

Celková radiální síla je pak:

$$F_{rrc} = F_{rr} + F_{ro}. \quad (16)$$

Celková síla působící na ojnicí ložisko je vektorovým součtem tečné složky síly působící v ose ojnice a výsledné radiální síly:

$$F_{oc} = \sqrt{F_{rrc}^2 + F_{tt}^2}. \quad (17)$$



Obr. 43 Síly od tlaku plynů a setrvačné síly posuvných částí



#### 4.2.5 MĚRNÝ TLAK PŮSOBÍCÍ NA PRŮMĚT OJNÍČNÍHO LOŽISKA

Průmět ojničního ložiska definujeme jako:

$$S_1 = b_1 d_1, \quad (18)$$

kde  $b_1$  je šířka ojničního ložiska a  $d_1$  je průměr ojničního čepu.

Poté si určíme maximální hodnotu celkové síly působící na ojniční ložisko a podělením této síly průmětem získáme maximální měrný tlak ojničního ložiska:

$$r_{OL\max} = \frac{F_{oc\max}}{S_1}, \quad (19)$$

kde  $F_{oc\max}$  je maximální hodnota celkové síly působící na ojniční ložisko.

#### 4.2.6 REAKČNÍ SÍLY V HLAVNÍM LOŽISKU

Pro určení měrného tlaku působícího na hlavní ložiska musíme znát reakční síly, které jsou vyvolávány silami působícími v pístní a ojniční skupině, a také setrvačné účinky vznikající rotací klikového hřídele. Celková reakční síla se skládá z tečné a normálové složky. Normálová reakční síla je ve tvaru:

$$R_{Fn} = -\frac{F_{rrc}}{2}. \quad (20)$$

Tečná reakční síla:

$$R_{Ft} = -\frac{F_{tt}}{2}. \quad (21)$$

Celková reakční síla je vektorovým součtem tečné a normálové složky:

$$R_{Fc} = \sqrt{R_{Fn}^2 + R_{Ft}^2}. \quad (22)$$

#### 4.2.7 MĚRNÝ TLAK PŮSOBÍCÍ NA PRŮMĚT HLAVNÍHO LOŽISKA

Podobně jako v případě ojničního ložiska vypočítáme průmět hlavního ložiska jako:

$$S_2 = b_2 d_2, \quad (23)$$

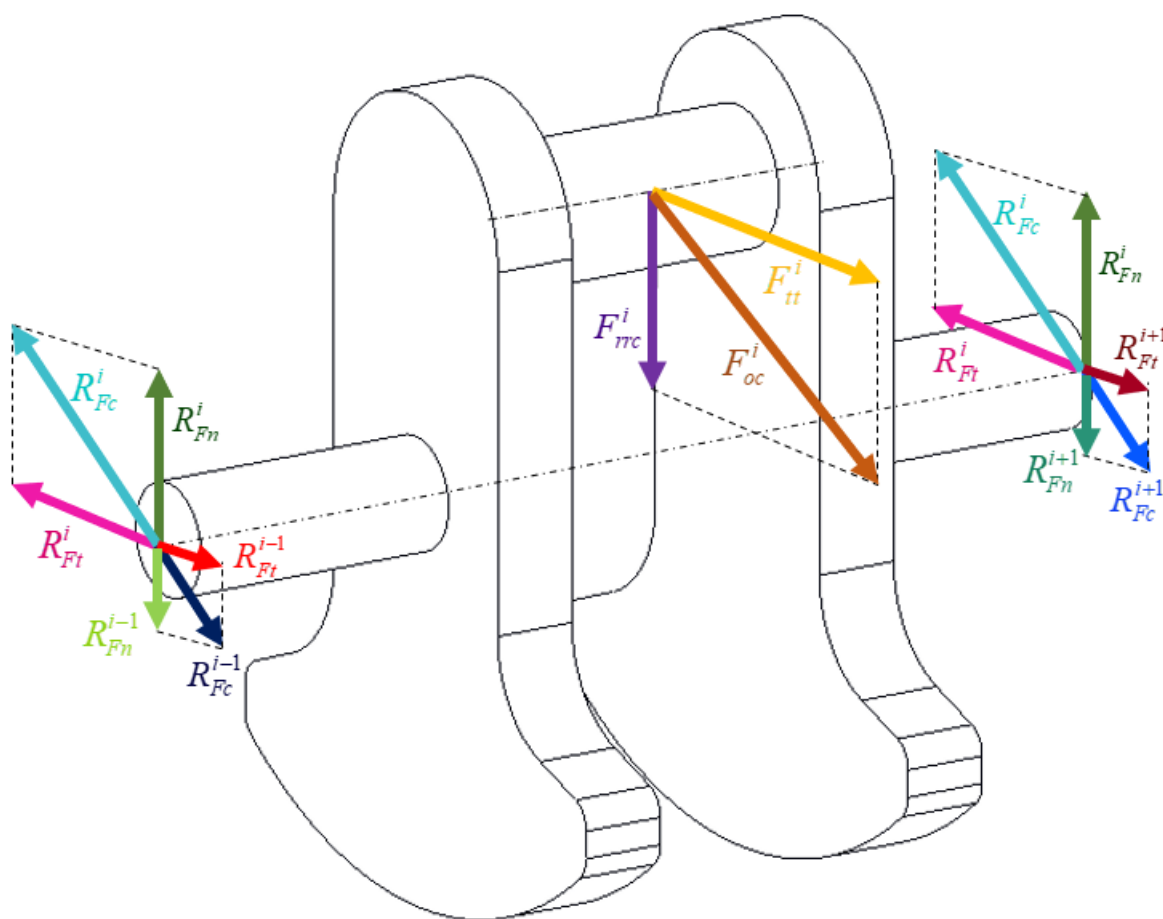
kde  $b_2$  je šířka hlavního ložiska a  $d_2$  je průměr hlavního čepu.

Oproti ojničním ložiskům má každé hlavní ložisko jinou maximální hodnotu zatížení. Nejvyšší hodnota maximálního měrného tlaku je u druhého a čtvrtého ložiska:

$$r_{HL2\max} = \frac{R_{Fc2\max}}{S_2}, \quad (24)$$

kde  $R_{Fc2\max}$  je maximální celková reakční síla ve druhém hlavním ložisku.

Nyní známe hodnoty zatížení čtyřválného motoru a můžeme je aplikovat na motor tříválnový.



Obr. 44 Zjednodušené znázornění reakčních sil v hlavních ložiscích

#### 4.2.8 LOŽISKA TŘÍVÁLCOVÉHO MOTORU

Jak je již zmíněno výše, vrtání je známé a indikace pro tříválnový motor není k dispozici a je pro jednoduchost převzata ze čtyřválného motoru. Rozteč válců je určena pomocí poměru mezi roztečí válců a vrtáním čtyřválného motoru. Tento poměr se shoduje s tříválnem. Na základě známého vrtání je navržena pístní skupina, která se liší výškou dna a pláště pístu a vnějším průměrem pístního čepu. První odhad rozměrů čepů a ojnice vychází z motoru BMW B38.

Poté je proveden odhad měrného tlaku ruční změnou hodnoty průmětu tak, aby byly měrné tlaky shodné se čtyřválnem, nebo aby se lišily pouze v řádu tisícín. Z hodnoty průmětu se určí šířka a průměr ložiska. Je vhodné, aby ložisko nebylo moc široké kvůli zvýšenému ohybovému

namáhání a aby ani nemělo moc velký průměr kvůli vyšším třecím ztrátám. Volba rozměrů by měla být kompromisem mezi těmito dvěma faktory.

Dalším omezujícím parametrem je, vzhledem k objektivnějšímu srovnání, zachování stejného poměru mezi šířkou a průměrem ložiska. Rozměry ložisek tříválnového motoru jsou určeny pomocí rovnic (18) a (23). Z toho vyplývá, že průměr a šířka ložiska tříválnového může být ovlivňována změnou hmotnosti pístní a ojnicí skupiny a také změnami v konstrukci klikového hřídele (například odlehčením ojnicích čepů).

## 5 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU TŘÍVÁLCOVÉHO MOTORU

Při pohybu klikového mechanismu vznikají setrvačné síly a od nich vyvozené momenty, které mají nežádoucí vliv na akustické vlastnosti motoru a vibrace, jež se přenášejí do uložení motoru. Tyto jevy lze úplně nebo alespoň částečně eliminovat vyvážením klikového mechanismu. Při vyvažování se předpokládá, že centrický klikový mechanismus má shodné rozměry a hmotnosti jednotlivých částí, je absolutně tuhý, tíhové a třecí síly jsou zanedbány a klikový mechanismus se otáčí konstantní úhlovou rychlostí [34].

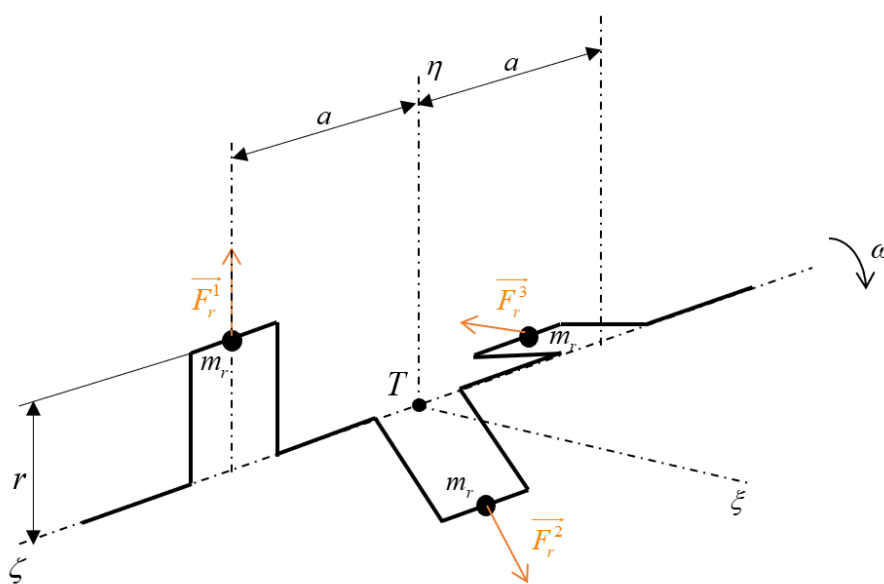
### 5.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly rotujících částí  $m_r$  vznikají rotačním pohybem klikového hřídele a rotující části ojnicí skupiny. Velikosti těchto sil jsou konstantní a zahrnují hmotnost rotující části ojnice, ojnicího čepu a zalomení klikového hřídele. Tyto síly působí ve směru ramene kliky a ovlivňují namáhání ložisek klikového hřídele. V případě tříválnového motoru jsou přirozeně vyváženy za předpokladu, že zalomení klikového hřídele tvoří pravidelnou hvězdicí, což je matematicky vyjádřeno vztahy:

$$\sum_{i=1}^3 F_{r\xi}^i = 0 + m_r r \omega^2 \cos 30^\circ - m_r r \omega^2 \cos 30^\circ = 0, \quad (25)$$

$$\sum_{i=1}^3 F_{r\eta}^i = m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 \sin 30^\circ - m_r r \omega^2 \sin 30^\circ = 0, \quad (26)$$

$$\sum_{i=1}^3 \vec{F}_r^i = \vec{0}. \quad (27)$$



Obr. 45 Setrvačné síly rotujících částí tříválnového motoru

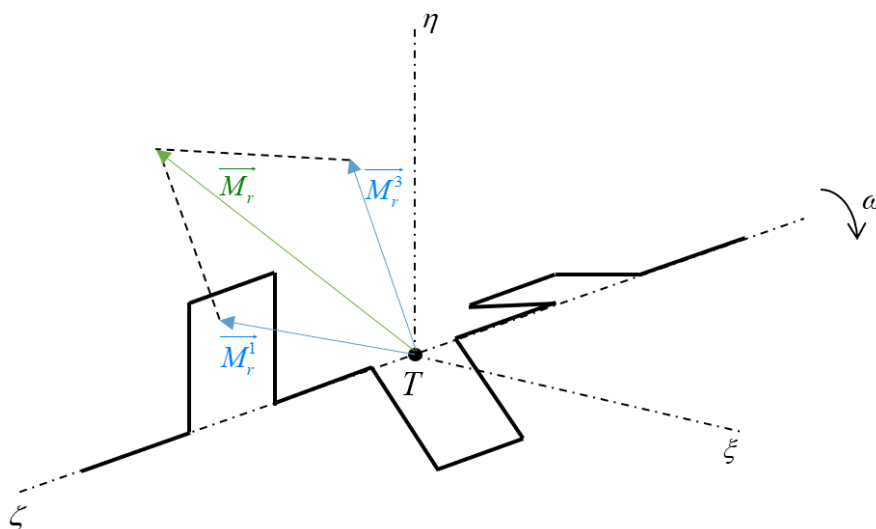
## 5.2 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly rotujících částí vytváří na rameni  $a$  příslušné momenty. Na rozdíl od setrvačných sil rotujících částí je výslednice momentů setrvačných sil nenulová. Za předpokladu stejné rychlosti otáčení nemění svou velikost, mění se pouze směr výsledného vektoru. Tyto momenty mají negativní vliv na uložení motoru. V případě tříválce se projevují jako momenty točivé a klopné a mají tendenci vychylovat klikový hřídel ven z uložení. Momenty setrvačných sil rotujících částí můžeme vzhledem k těžišti klikového hřídele vyjádřit jako:

$$\sum_{i=1}^3 M_{r\xi}^i = -m_r r \omega^2 a + 0 - m_r r \omega^2 a \cos 60^\circ = -m_r r \omega^2 a (1 + \cos 60^\circ), \quad (28)$$

$$\sum_{i=1}^3 M_{r\eta}^i = 0 + 0 - m_r r \omega^2 a \sin 60^\circ = m_r r \omega^2 a \sin 60^\circ, \quad (29)$$

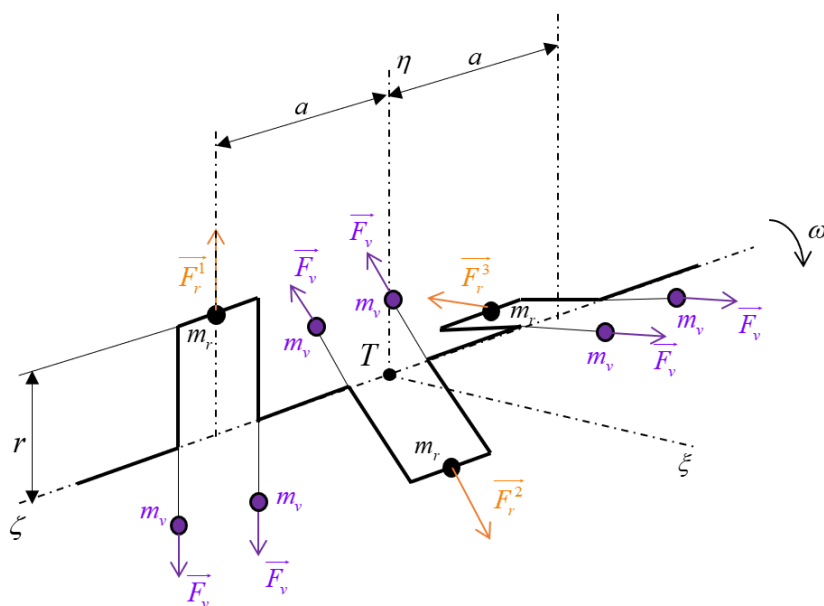
$$|\overline{M_r}| = \sqrt{3} m_r r \omega^2 a. \quad (30)$$



Obr. 46 Výsledný moment setrvačných sil rotačních částí tříválcového motoru

Existují tři způsoby, jak tyto momenty eliminovat. Můžeme vyrušit volné setrvačné síly, které tyto momenty způsobují (silové vyvážení). Dále můžeme vyrušit výsledný momentový vektor vložení vektoru stejné velikosti v opačném směru (momentové vyvážení). Poslední variantou je vyvážení dle Schnürleho. Při této metodě se také vyvažuje výsledný momentový vektor za použití méně hmotných vývažků se specifickým úhlovým natočením.

Silového vyvážení se docílí aplikací protizávaží na každé rameno klikového hřídele. Nevýhodou tohoto řešení je velký počet protizávaží, který zvyšuje hmotnost a moment setrvačnosti klikového hřídele.

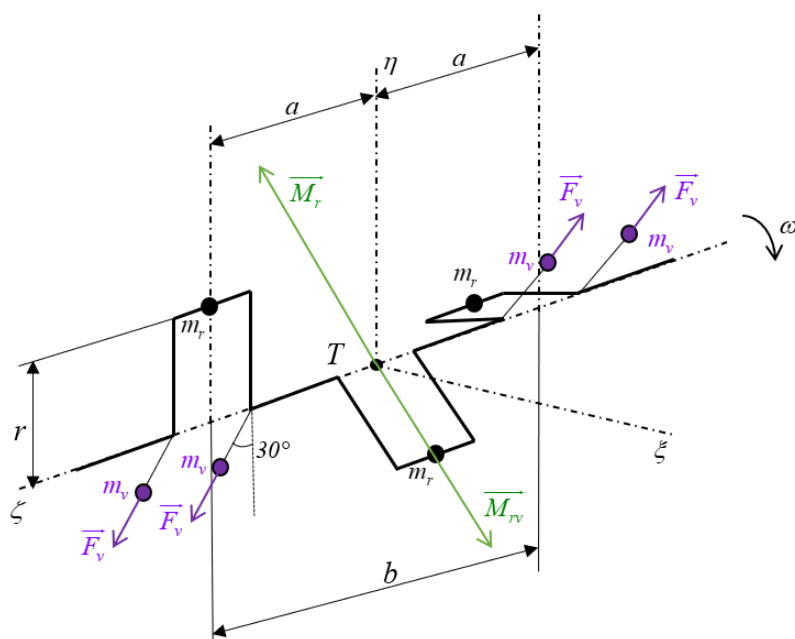


Obr. 47 Silové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí tříválnového motoru

Druhá možnost je momentové vyvážení, při němž jsou vývažky pouze na krajních zalomeních a vychýlené o  $30^\circ$ . Hmotnost protizávaží se vypočítá:

$$\vec{M}_r + \vec{M}_{rv} = \vec{0}, \quad (31)$$

$$\sqrt{3}m_r r \omega^2 a = m_v r_v \omega^2 b \Rightarrow m_v = \sqrt{3}m_r \frac{r}{r_v} \frac{a}{b}. \quad (32)$$



Obr. 48 Momentové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí tříválnového motoru

### 5.3 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

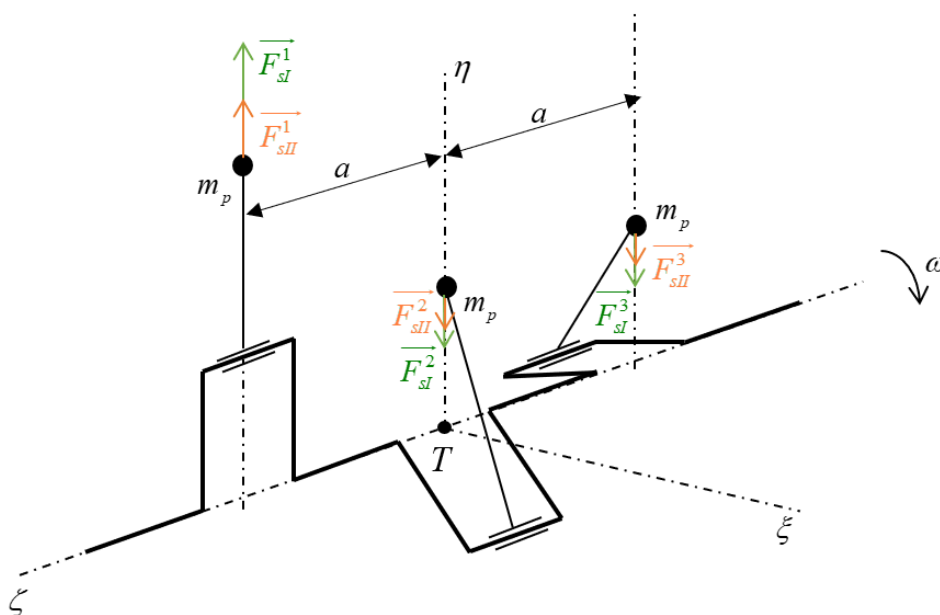
Setrvačné síly posuvných částí  $m_p$  vznikají posuvným pohybem pístní skupiny a posuvné části ojnice. Na rozdíl od setrvačných sil rotačních částí nemění svůj směr, ale svou velikost. Setrvačné síly posuvných částí I. a II. řádu jsou za předpokladu uspořádání klikového hřídele do pravidelné hvězdičky také přirozeně vyvážené.

Setrvačné síly I. řádu můžeme vyjádřit takto:

$$\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{F_{sl}^i} = m_p r \omega^2 \cos \alpha + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 120^\circ) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 240^\circ) = \vec{0}. \quad (33)$$

Setrvačné síly II. řádu:

$$\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{F_{sII}^i} = \lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 240^\circ) = \vec{0}. \quad (34)$$



Obr. 49 Setrvačné síly posuvných částí I. a II. řádu tříválcového motoru

### 5.4 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Momenty setrvačných sil posuvných částí se projevují pouze jako momenty klopné. Negativním účinkem těchto momentů jsou vibrace, které se přes uložení motoru přenášejí do karoserie a tím snižují komfort posádky. Z tohoto důvodu se tyto momenty snažíme eliminovat buď částečným vyvážením vývažky na klikovém hřídeli, setrvačnicku a řemenici, nebo teoreticky dvojicí vyvažovacích hřídelů. Každý z této dvojice pak vyvažuje polovinu amplitudy momentů setrvačných sil prvního řádu. Z důvodu úspory hmotnosti bývají vývažky jednoho vyvažovacího hřídele integrovány do vývažek klikového hřídele. Momenty setrvačných sil posuvných částí druhého řádu se vzhledem k jejich malému vlivu a náročnosti



vyvažovacího ústrojí nevyvažují. U řešeného motoru je vzhledem ke zdvihovému objemu zvolena varianta s vyvažovacím hřídelem.

Zápis momentů setrvačných sil I. řádu:

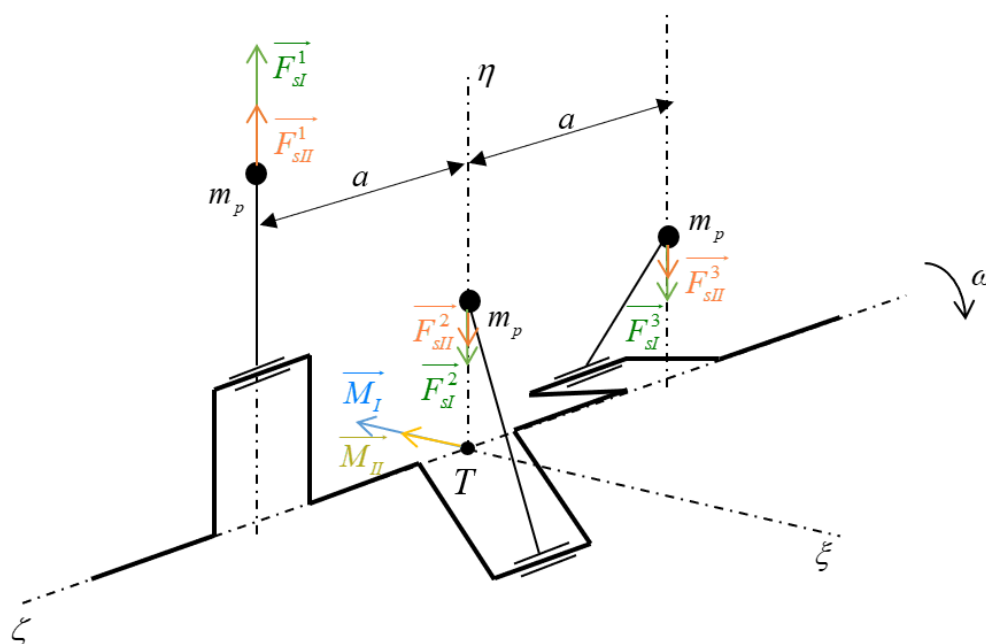
$$\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{M_{sl}^i} = -m_p r \omega^2 \cos \alpha a + 0 + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 240^\circ) a. \quad (35)$$

$$\overrightarrow{M_I} = \sqrt{3} m_p r \omega^2 a \sin(\alpha + 300^\circ). \quad (36)$$

Momenty setrvačných sil II. řádu:

$$\sum_{i=1}^3 \overrightarrow{M_{sl}^i} = -\lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha a + 0 + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 240^\circ) a. \quad (37)$$

$$\overrightarrow{M_{II}} = \sqrt{3} \lambda m_p r \omega^2 a \sin 2(\alpha + 30^\circ). \quad (38)$$

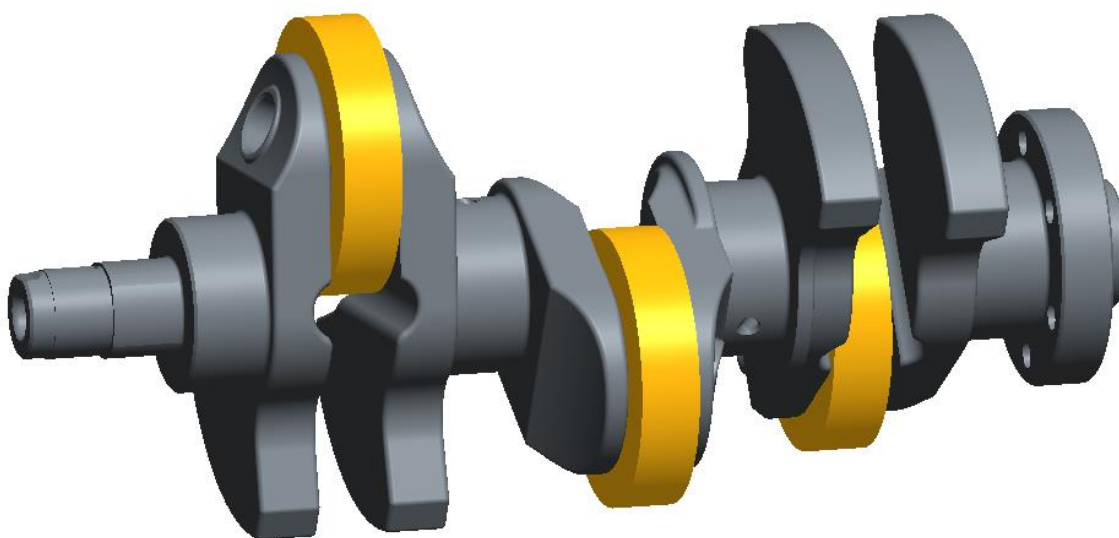


Obr. 50 Momenty setrvačných sil posuvných částí tříválcového motoru

## 5.5 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Vyvažování klikového mechanismu dělíme na statické a dynamické. Cílem statického vyvažování je umístit těžiště součásti do osy otáčení. Při dynamickém vyvažování se snažíme, aby osa rotace byla zároveň i hlavní osou setrvačnosti – jinými slovy by deviační momenty měly být buď nulové, nebo alespoň co nejblíže nule. Při vyvažování klikového hřídele je nutné splnit požadavek zahrnutí hmotnosti rotační části ojnicí skupiny a posuvné části ojnicí i pístní

skupiny. To je řešeno kroužky, které mají hmotnost rotačního podílu ojnicí skupiny a polovinu hmotnosti posuvných částí. Zmíněné kroužky jsou umístěné na ojnicích čepech. Vyvažování je provedeno stejně jako modelování v programu Creo Parametric 2.0.

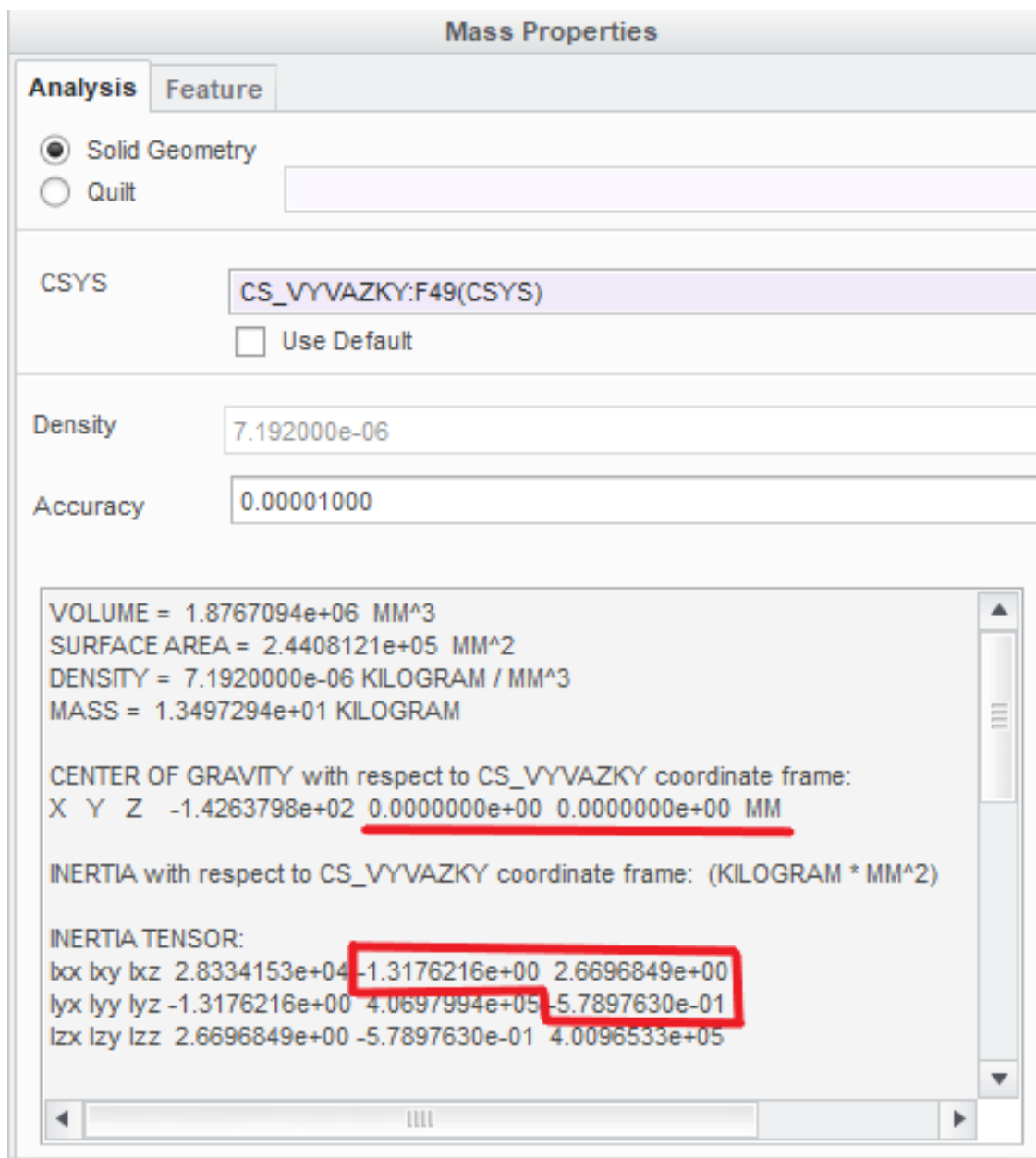


*Obr. 51 Klikový hřídel s kroužky nahrazujícími rotační části ojnice a polovinu posuvných částí*

Po vymodelování klikového mechanismu je přistoupeno k vyvažování. Nejprve je vytvořen souřadný systém pootočený o  $30^\circ$  stejně jako vývažky klikového hřídele. Poté jsou pomocí okna *Mass Properties* zjištěny deviační momenty a poloha těžiště.

Je nutné podotknout, že statické a dynamické vyvažování by se mělo provádět zároveň, protože každá změna geometrie má vliv jak na polohu těžiště, tak i na velikost deviačního momentu. V okně *Mass Properties* se v kolonce *Feature* zaškrtnou políčka označující osy kolmé na osu otáčení a deviační momenty působící ve všech třech rovinách.

Poté se přistoupí k samotnému vyvažování. Parametry, které se pro vyvážení mění, jsou poloměr vývažku, který je ale limitován rozměry klikové skříně, a dále úhly vychýlení a rozevření vývažků. Vyvážení se dosáhne pomocí funkce *Feasibility*. Staticky je model klikového hřídele zcela vyvážen. Dynamicky sice ne, ale hodnoty deviačních momentů jsou v jednotkách  $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$ , což nepředstavuje problém vzhledem k tomu, že skutečný klikový hřídel by se vyvažoval odvrtáním protizávaží.



Obr. 52 Výsledky statického a dynamického vyvážení klikového hřídele v programu Creo Parametric 2.0

Po vyvážení klikového hřídele následuje vyvážení vyvažovacího hřídele. Vyvažovací hřídel vyvažuje druhou polovinu setrvačných sil posuvných částí. U vývažku integrovaného do ozubeného kola pohonu se mění úhel rozevření, vnitřní poloměr a šířka vývažku.

U vývažku na druhé straně se poté mění úhel rozevření a vychýlení, v omezených hodnotách také šířka a vnější poloměr vývažku.

Oproti klikovému hřídeli tu je k dynamickému vyvážení přistoupeno jiným způsobem. U klikového hřídele se nachází protiváha v podobě kroužků, což u vyvažovacího hřídele není

modelováno. Protiváhu reprezentuje hodnota deviačního momentu v rovině  $xz$ , kde je zahrnuta polovina hmotnosti posuvných částí. Přesná hodnota se vypočítá podle následujícího vztahu:

$$D_{xz} = \frac{\sqrt{3}m_p r a}{2}, \quad (39)$$

kde  $a$  je vzdálenost mezi osami válců.

Po dosazení do tohoto vztahu vyjde hodnota  $1803 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ . Ostatní hodnoty deviačních momentů by měly být nulové stejně jako hodnoty polohy těžiště v osách  $y$  a  $z$ . Vyvažovací hřídel je vyvážen zcela – jak staticky, tak i dynamicky.

**Mass Properties**

**Analysis** **Feature**

☒ Solid Geometry  
☐ Quilt

CSYS: ACS0:F9(CSYS)  
☐ Use Default

Density: 1.000000e+00

Accuracy: 0.00001000

VOLUME = 3.4340950e+05 MM^3  
 SURFACE AREA = 9.0531455e+04 MM^2  
 AVERAGE DENSITY = 7.8290000e-06 KILOGRAM / MM^3  
 MASS = 2.6885530e+00 KILOGRAM

CENTER OF GRAVITY with respect to ACS0 coordinate frame:  
 X Y Z 2.0134887e+02 0.0000000e+00 0.0000000e+00 MM

INERTIA with respect to ACS0 coordinate frame: (KILOGRAM \* MM^2)

INERTIA TENSOR:  
 bxx byx bxy bxx bxx bxx bxx bxx bxx  
 1.6387216e+03 0.0000000e+00 -1.8030000e+03  
 lyx lyy lyz 0.0000000e+00 1.3635927e+05 0.0000000e+00  
 lzx lzy lzz -1.8030000e+03 0.0000000e+00 1.3600819e+05

Obr. 53 Výsledky statického a dynamického vyvážení vyvažovacího hřídele v programu Creo Parametric 2.0

## 6 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU ČTYŘVÁLCOVÉHO MOTORU

Účinky sil a momentů na klikový mechanismus jsou v případě řadového čtyřválcového motoru podobné těm, které působí u řadového tříválce. Z toho důvodu nejsou u jednotlivých podkapitol popsány, protože jejich popisu se věnuje *Kapitola 5*.

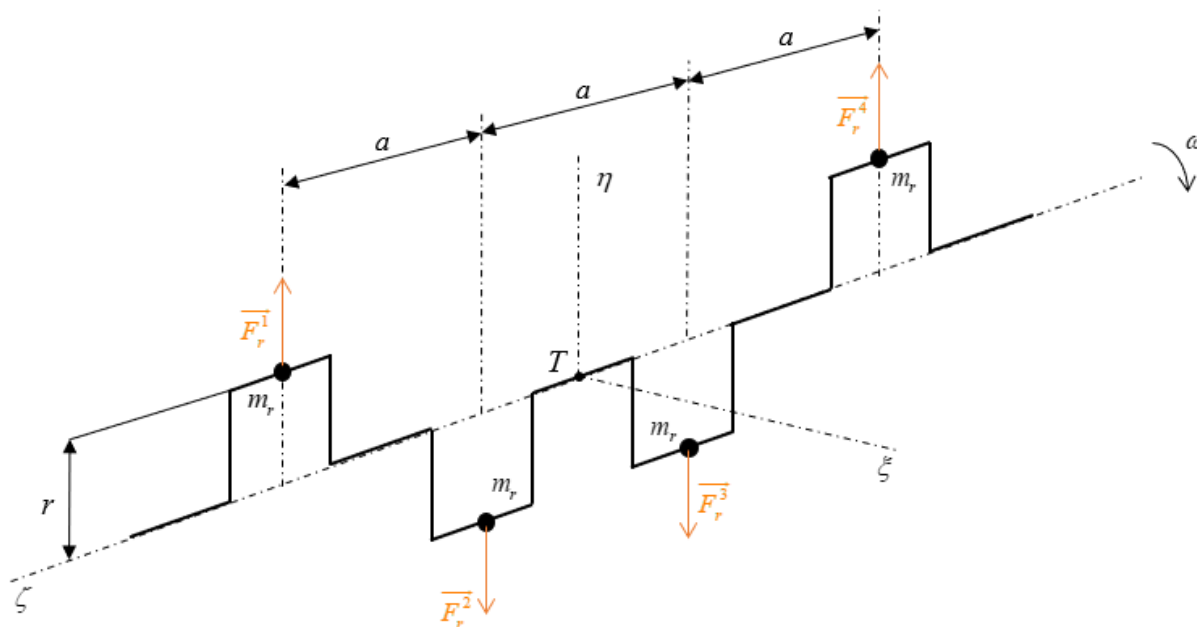
### 6.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

V případě čtyřválcového motoru jsou setrvačné síly rotujících částí taktéž přirozeně vyvážené:

$$\sum_{i=1}^4 F_{r\xi}^i = 0, \quad (39)$$

$$\sum_{i=1}^4 F_{r\eta}^i = m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 + m_r r \omega^2 = 0, \quad (40)$$

$$\sum_{i=1}^4 \vec{F}_r^i = \vec{0}. \quad (41)$$



Obr. 54 Setrvačné síly rotujících částí čtyřválcového motoru

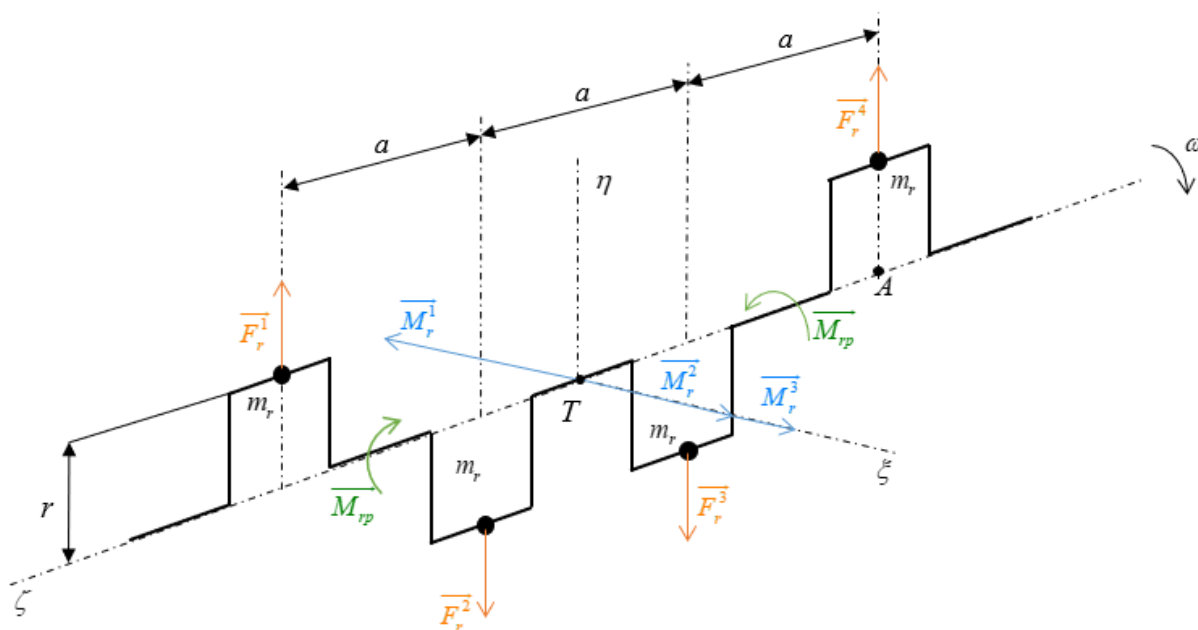
## 6.2 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Silové účinky rotujících hmot se sice navzájem ruší, nicméně namáhají klikový hřídel a jeho ložiska vnitřním podélným momentem  $M_{rp}$ . Ten se otáčí společně s klikovým hřídelem a lze jej vyrušit vývažky. Dále jsou, podobně jako u tříválce, setrvačnými silami působícími na rameni  $a$  buzeny momenty setrvačných sil rotujících částí. Ty jsou na rozdíl od tříválce nulové (vztahované k bodu A):

$$\sum_{i=1}^4 M_{r\xi}^i = -m_r r \omega^2 3a + m_r r \omega^2 2a + m_r r \omega^2 a = 0, \quad (42)$$

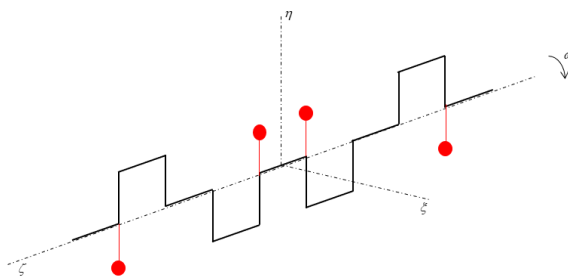
$$\sum_{i=1}^4 M_{r\eta}^i = 0, \quad (43)$$

$$\sum_{i=1}^4 \vec{M}_r^i = \vec{0}. \quad (44)$$



Obr. 55 Momenty setrvačných sil rotujících částí čtyřválcového motoru

Klikové hřídele řadových čtyřválcových motoru se také vyvažují silově a momentově. Silové vyvážení spočívá v aplikaci vývažků na všechna ramena. Při momentovém vyvážení se vývažky aplikují na ramena, která navazují na první, třetí a pátý hlavní čep.



Obr. 56 Schéma momentového vyvážení klikového hřídele

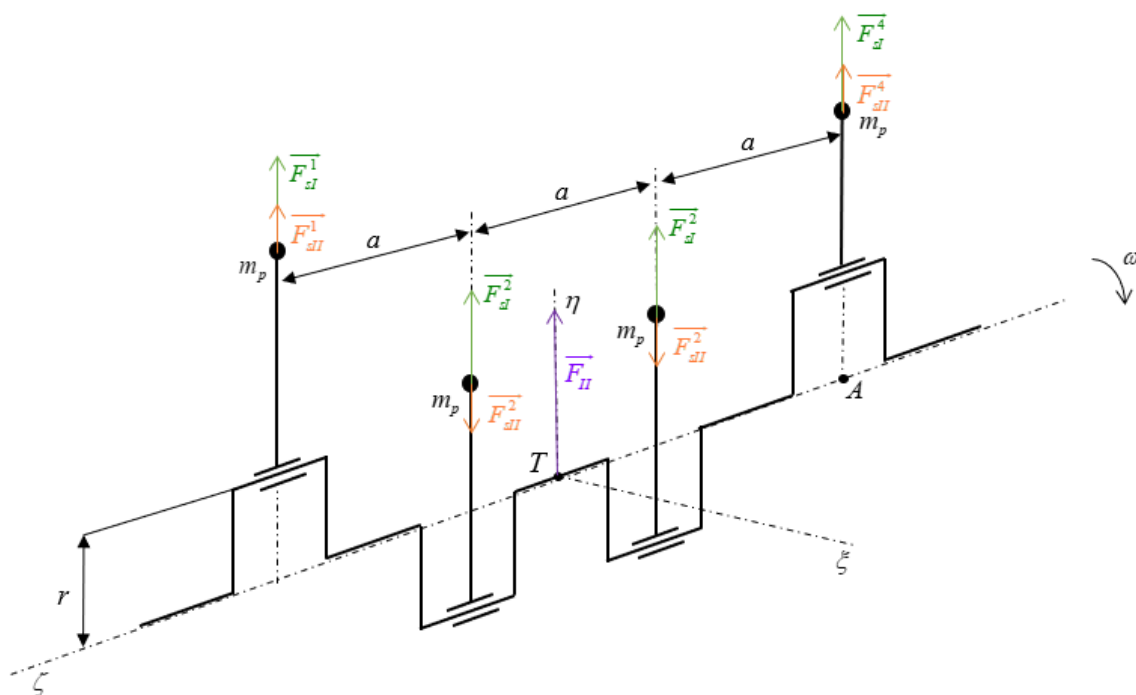
### 6.3 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly posuvných částí I. řádu jsou u čtyřválcového motoru taktéž přirozeně vyvážené. Setrvačné síly II. řádu nejsou na rozdíl od třívalce vyvážené vzhledem k tomu, že všechny jsou ve stejné fázi:

$$\sum_{i=1}^4 \vec{F}_{sl}^i = m_p r \omega^2 \cos \alpha + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 180^\circ) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 180^\circ) + m_p r \omega^2 \cos \alpha = \vec{0}, \quad (45)$$

$$\sum_{i=1}^4 \vec{F}_{sII}^i = \lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha, \quad (46)$$

$$\vec{F}_{sII} = 4\lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha. \quad (47)$$



Obr. 57 Setrvačné síly posuvných částí čtyřválcového motoru

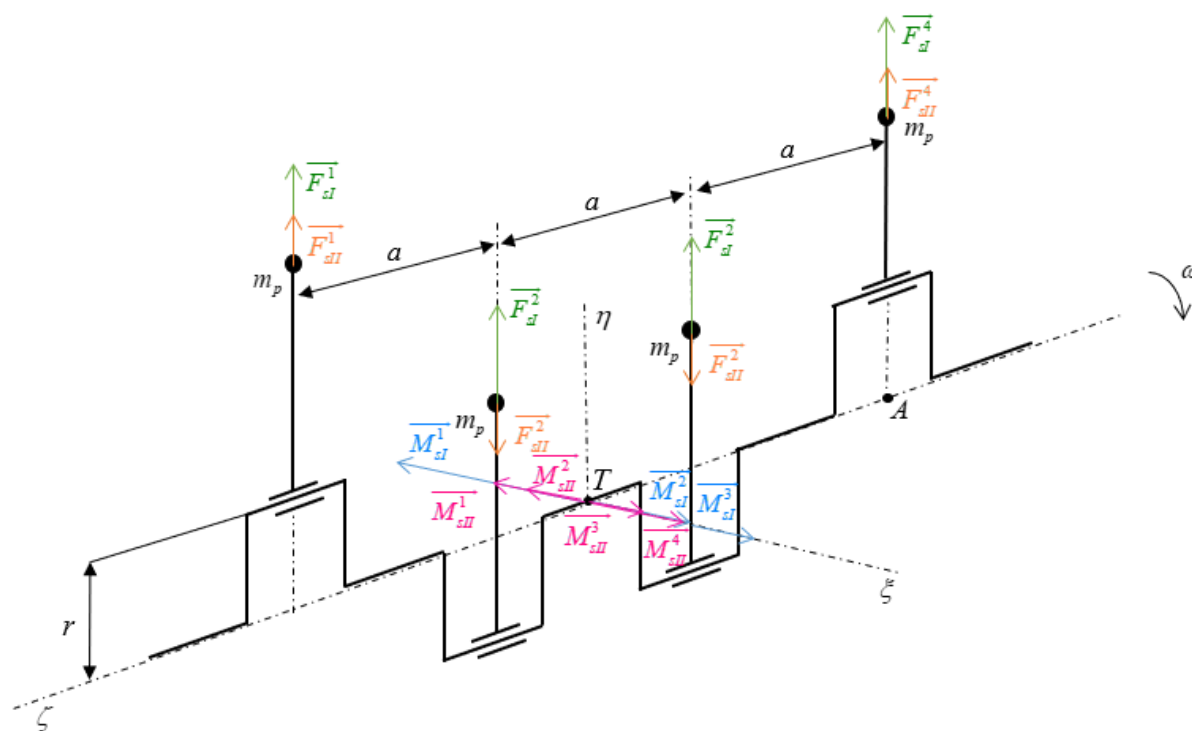


## 6.4 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Momenty setrvačných sil posuvných částí I. a II. řádu mají v případě čtyřválcového motoru výslednice nulové. Vztažným bodem je v případě I. řádu bod A, u II. řádu je to těžiště:

$$\sum_{i=1}^4 M_{sI}^i = -m_p r \omega^2 \cos \alpha 3a + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 180^\circ) 2a + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 180^\circ) a = \vec{0}, \quad (48)$$

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 M_{sII}^i = & -\lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha \frac{3}{2} a - \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 180^\circ) \frac{1}{2} a + \\ & + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 180^\circ) \frac{1}{2} a + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha \frac{3}{2} a = \vec{0}. \end{aligned} \quad (49)$$



Obr. 58 Momenty setrvačných sil posuvných částí čtyřválcového motoru

## 6.5 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Setrvačné síly rotujících částí jsou v případě klikového mechanismu čtyřválcového motoru vyvažovány obdobným způsobem jako u tříválcového – statické i dynamické vyvážení je taktéž provedeno v programu Creo Parametric 2.0. V tomto případě není nutné přidávat kroužky na ojnicí čepy. Momenty setrvačných sil rotujících částí jsou vyváženy momentově. Důvodem je nižší hmotnost klikového hřídele a také stejná konfigurace u předlohového motoru Škoda. Setrvačné síly posuvných částí II. řádu v tomto případě vyvažovány nejsou. S touto skutečností je třeba počítat při konstrukčním návrhu bloku motoru a uložení motoru.

Stejně jako u třívalce je klikový hřídel čtyřválce staticky zcela vyvážen a dynamicky v jednotkách maximálně nižších desítkách  $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$ .

**Mass Properties**

**Analysis** **Feature**

☒ Solid Geometry  
☐ Quilt

CSYS Select items  
☒ Use Default

Density 7.192000e-06

Accuracy 0.00001000

VOLUME = 1.3646405e+06 MM^3  
 SURFACE AREA = 2.0305548e+05 MM^2  
 DENSITY = 7.1920000e-06 KILOGRAM / MM^3  
 MASS = 9.8144947e+00 KILOGRAM

CENTER OF GRAVITY with respect to \_KKLIKA coordinate frame:  
 X Y Z 1.7627779e+02 0.0000000e+00 0.0000000e+00 MM

INERTIA with respect to \_KKLIKA coordinate frame: (KILOGRAM \* MM^2)

INERTIA TENSOR:  
 bxx lxy lxx 1.4693819e+04 1.5372841e+00 3.2359858e+00  
 lyx lyy lyz 1.5372841e+00 4.2738704e+05 -1.6874246e+01  
 lzx lzy lzz 3.2359858e+00 -1.6874246e+01 4.3332315e+05

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to \_KKLIKA coordinate frame: (KILOGRAM \* MM^2)

INERTIA TENSOR:  
 bxx bxy bxz 1.4693819e+04 1.4834498e+00 3.2341761e+00  
 lyx lyy lyz 1.4834498e+00 1.2241281e+05 -1.6874246e+01  
 lzx lzy lzz 3.2341761e+00 -1.6874246e+01 1.2834891e+05

Obr. 59 Výsledky statického a dynamického vyvážení klikového hřídele čtyřválcového motoru v programu Creo Parametric 2.0

## 7 ZATÍŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

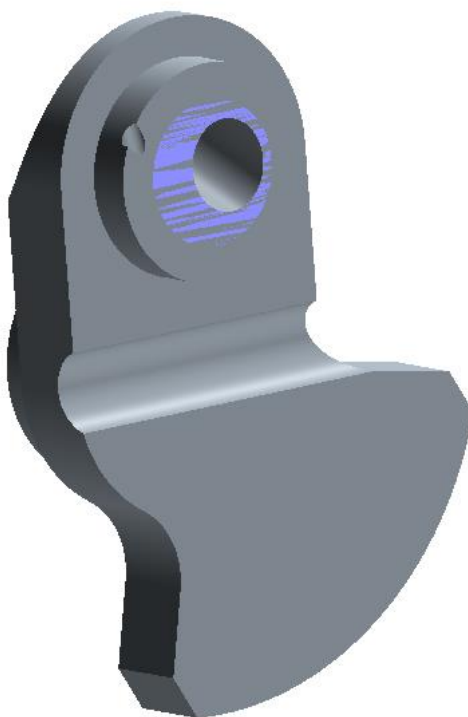
Zatížení klikového hřídele se analyzuje za pomoci spojení konečněprvkových modelů (MKP) a simulačního softwaru pro dynamiku soustavy těles (MBS). U tohoto přístupu je využívána geometrie zkoumané části, na rozdíl od analytického výpočtu, který se opírá o prutové předpoklady. Výpočet zatížení se dělí do následujících kroků:

- Diskretizace klikového hřídele a označení uzlů pro prutové náhrady
- Tvorba uzlů rozhraní a vytvoření prutových náhrad
- Simulace klikového mechanismu s pružným klikovým hřídelem

### 7.1 DISKRETIZACE

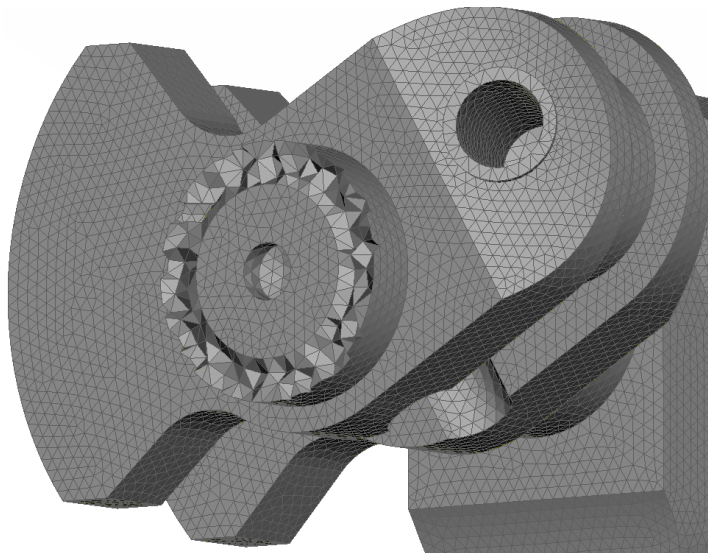
Diskretizací se rozumí tvorba modelu pomocí metody konečných prvků. Pod pojmem metoda konečných prvků se skrývá rozdělení objemového tělesa na určitý počet prvků. Parametry, které hledáme, se pak určí v uzlech daných prvků.

MKP model vychází z geometrie vytvořené v CAD softwaru. Pro dosažení rozumného výpočtového času a zároveň reálných výsledků simulace je potřeba volit vhodnou velikost prvku. CAD modely, vytvořené v programu Creo Parametric 2.0, jsou zjednodušeny pro potřeby simulace dynamiky klikového mechanismu. Jsou odstraněna zaoblení, zkosení a různé technologické prvky jako zápichy nebo nákržky u ojnicích čepů. Dále jsou v dělicích rovinách čepů vymodelovány plochy pro přesné polohování prutových náhrad.



*Obr. 60 Zjednodušený segment klikového hřídele s plochou pro prutovou náhradu*

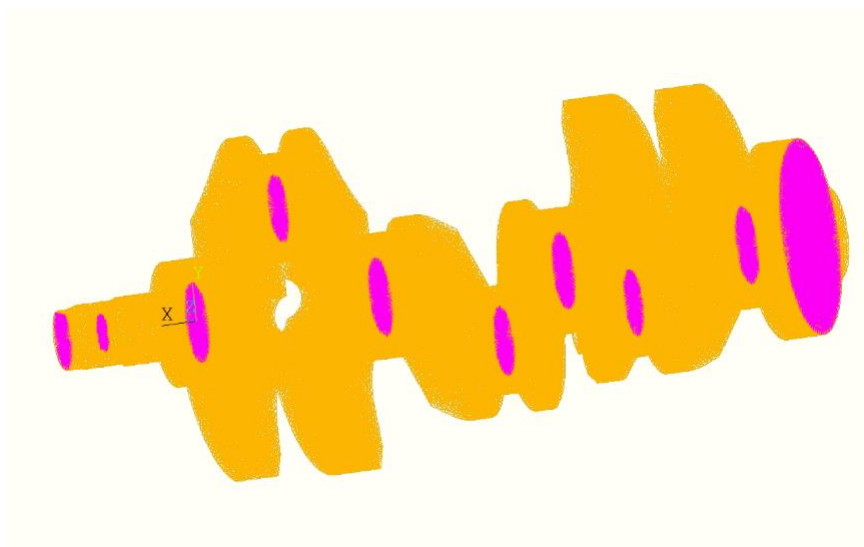
Samotná diskretizace je provedena v programu ANSA v20.0.0. Modely klikových hřídelů jsou rozděleny pomocí sítě z kvadratických prvků SOLID186. Velikost prvku při tvorbě povrchové sítě je 3 mm. Pro objemovou síť je zvolen maximální růst prvku z povrchové sítě. Dále jsou v dělicích rovinách čepů vybrány uzly pro propojení s uzlem rozhraní prutovými náhradami.



*Obr. 61 Konečněprvková síť klikového hřídele triválcového motoru*

Uzly rozhraní jsou potřebné pro propojení konečněprvkového modelu s vazbami MBS programu Adams/Engine. Tyto body jsou v programu ANSYS Mechanical APDL manuálně vytvořeny a umístěny do středů čepů klikového hřídele a také do středů ploch, kde je klikový hřídel spojen s řemenicí a setrvačníkem.

Pro rovnoměrné zatížení uzlu rozhraní tvoříme prutové náhrady, které jsou nehmotné, absolutně tuhé a jsou reprezentovány prutovým prvkem typu MPC184. V případě čepů klikového hřídele jsou prutové náhrady vedeny maximálně do 66 % průměru čepu.



*Obr. 62 Prutové náhrady v klikovém hřídeli triválcového motoru*

Velký počet prutových prvků může také způsobit velké vyztužení čepů, které může být nežádoucí. Z tohoto důvodu se provede modální analýza modelu před aplikací prutových náhrad (ANSYS), která se porovná s vlastními módy modálně redukovaného tělesa (ADAMS). Výsledné hodnoty vlastních frekvencí včetně procentuálních rozdílů jsou zobrazeny v *Tabulce 10*. Prvních šest vlastních frekvencí je nulových z důvodu analýzy volných těles, jinými slovy mají šest stupňů volnosti. Z tohoto důvodu je jako první uvedený sedmý mód.

*Tabulka 10 Kontrola zpevnění klikového hřídele*

Mód [-]	Čtyřválec			Tříválec		
	Frekvence klikového hřídele s prutovými náhradami [Hz]	Frekvence klikového hřídele bez prutových náhrad [Hz]	Procentuální rozdíl [%]	Frekvence klikového hřídele s prutovými náhradami [Hz]	Frekvence klikového hřídele bez prutových náhrad [Hz]	Procentuální rozdíl [%]
7	300,3	295,7	1,56	491,4	483,6	1,61
8	412,3	405,1	1,78	499,6	490,9	1,77
9	670,7	660,5	1,54	663,5	652,5	1,69
10	678,8	667,3	1,72	937,5	933,4	0,44
11	756,9	751,2	0,76	1065,1	1048,4	1,59
12	886,6	872,1	1,66	1407,2	1381,3	1,88
13	1107,7	1088,3	1,78	1496,8	1469,2	1,88
14	1131	1119,7	1,01	1618,5	1599,8	1,17
15	1557,1	1529,9	1,78	1795,4	1782,5	0,72
16	1791,8	1763,7	1,59	2488,9	2460,4	1,16
17	2006,6	1991,4	0,76	2527,4	2495,8	1,27

Rozdíly ve vlastních frekvencích jsou maximálně do dvou procent, což jsou přijatelné hodnoty.

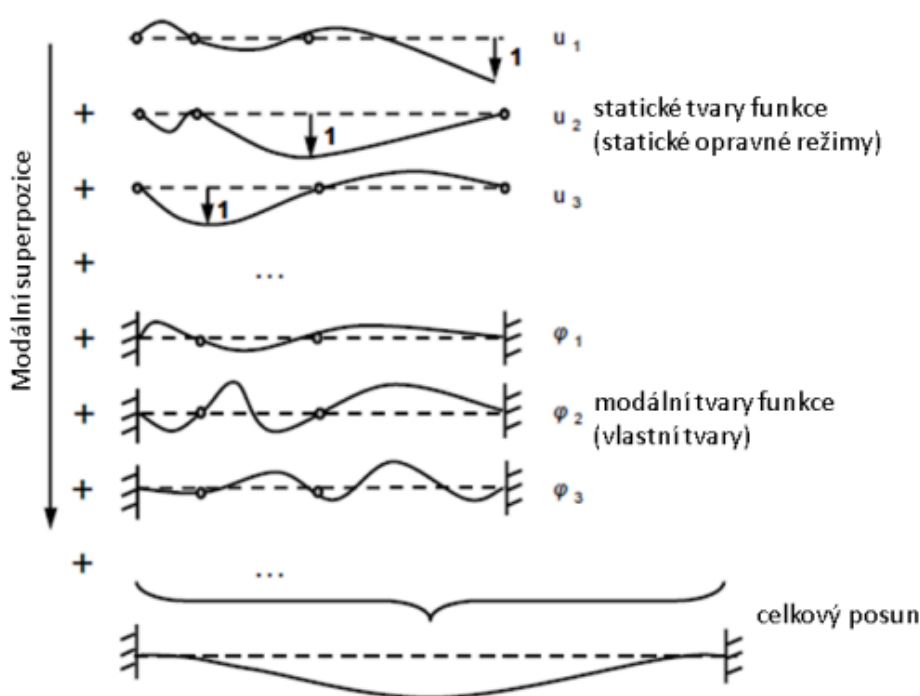
## 7.2 CRAIG – BAMPTONOVA METODA

Proces tvorby uzlů rozhraní je vhodný z důvodu velkého počtu stupňů volnosti diskretizovaného tělesa. Pokud bychom chtěli diskretizovaný model použít přímo pro analýzu, potýkali bychom se s dlouhým výpočetním časem a objemnými daty. Z tohoto důvodu se používá tzv. modální syntéza neboli Craig–Bamptonova metoda. U této metody se předpokládá, že reálná deformace pružného tělesa  $\mathbf{u}$  je vyjádřena jako lineární kombinace modálních tvarů  $\boldsymbol{\varphi}$  [35].

Metodu lze vyjádřit rovnicí:

$$\mathbf{u}(t) = \sum_{i=1}^m \boldsymbol{\varphi}_i q_i(t), \quad (40)$$

kde  $m$  je počet modálních tvarů a  $q$  je koeficient vydatnosti modálních tvarů – modální souřadnice.



Obr. 63 Postupné skládání modálních tvarů [37]

V rámci Craig–Bamptonovy metody rozlišujeme mezi dvěma základními tvary:

- **Vazebné tvary** – jsou statické tvary, získáme je výpočtem, kde se každému uzlu rozhraní předepíše jednotkový posuv při zamezení pohybu ostatních uzlů. Celkový počet vazebných tvarů je dán počtem uzlů rozhraní, které jsou násobeny šesti stupni volnosti, což následně popisuje rozpětí všech možných posuvů uzlů rozhraní mezi sebou.
- **Normálové tvary** – jsou vlastní tvary, které získáme modální analýzou, při které se zamezí posuvům uzlů rozhraní. Počet těchto tvarů definovaný uživatelem udává kvalitu chování tělesa a frekvenční rozsah.

Nevýhodou Craig–Bamptonovy metody je nediagonální matice hmotnosti v pohybové rovnici, což výrazně zvyšuje časovou náročnost výpočtu. To se řeší tzv. ortogonalizací tvarů a následným sloučením do souborů modálních tvarů. Matice hmotnosti je po ortogonalizaci diagonální [35], [36].

Pomocí této metody se v programu ANSYS Mechanical APDL převede diskretizovaný model klikového hřídele do modálně neutrálního souboru (.mnf), který je následně podroben analýze v MBS [35], [36].

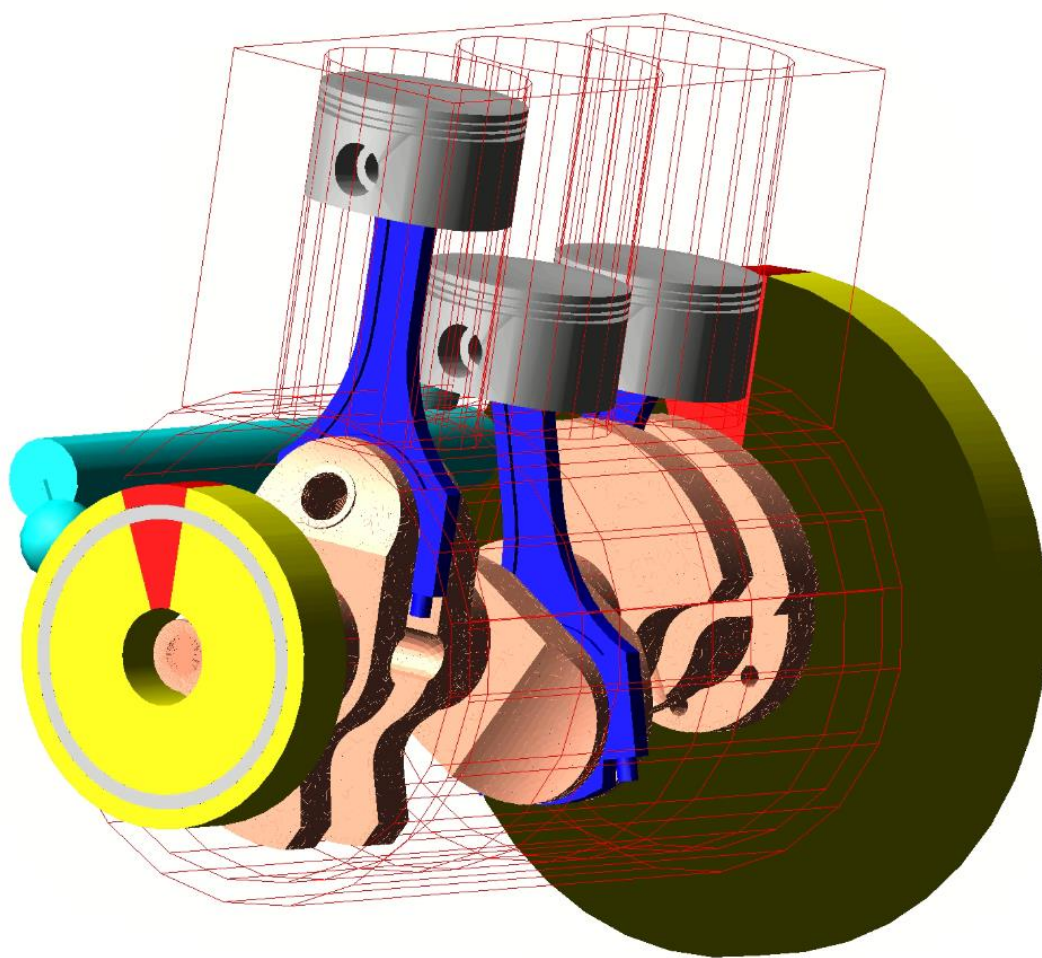
### 7.3 MBS ANALÝZA

Dynamická analýza je posledním krokem při vyšetřování zatížení ložisek klikového hřídele. Analýza je provedena v programu Adams/Engine. Většina okrajových podmínek jako



hmotnosti nebo momenty setrvačnosti jsou určeny z CAD modelů. Ostatní parametry jako závislost teploty na otáčkách nebo torzní tuhost lamely spojky jsou poskytnuty vedoucím práce. Právě hmotnost a moment setrvačnosti spojkové lamely a přitlačného kotouče jsou přiřčeny k hmotnostním parametrům setrvačníku vzhledem k jejich nemalému vlivu. V MBS modelu je obsažen i model tlumiče torzního kmitání s parametry skutečného motoru Škoda. Sestava klikového mechanismu obsahuje **pružný klikový hřídel a tuhý blok**.

Použitý olej má viskozitu 5W40, dle třídy SAE, a je to olej stejné viskozity jako v motorech řady EA211. U hlavních čepů je použit model 3D hydrodynamického ložiska, u ojnicích čepů je použit model 2D hydrodynamického ložiska. K hlavním ložiskům se olej přivádí otvorem o šířce 4 mm, k ojnicím ložiskům poté mazacími kanálky o průměru 4,5 mm. Radiální vůle je u čtyřválcového motoru 0,04 mm. Poměr ložiskové vůle k jmenovitému rozměru ložiska je u obou motorů stejný, tudíž radiální vůle dělá u tříválce 0,05 mm.



Obr. 64 Sestava klikového mechanismu tříválcového motoru v Adams/Engine

Dynamická simulace zatížení klikového hřídele je provedena pomocí analýzy v ustáleném stavu. Otáčkový rozsah odpovídá otáčkám z indikace, tedy  $1000$  až  $6250 \text{ min}^{-1}$  a krok  $250 \text{ min}^{-1}$ . Pro každý otáčkový krok je provedena simulace o 50 cyklech. Prvních 49 cyklů je k ustálení systému a vyhodnocuje se 50. cyklus.



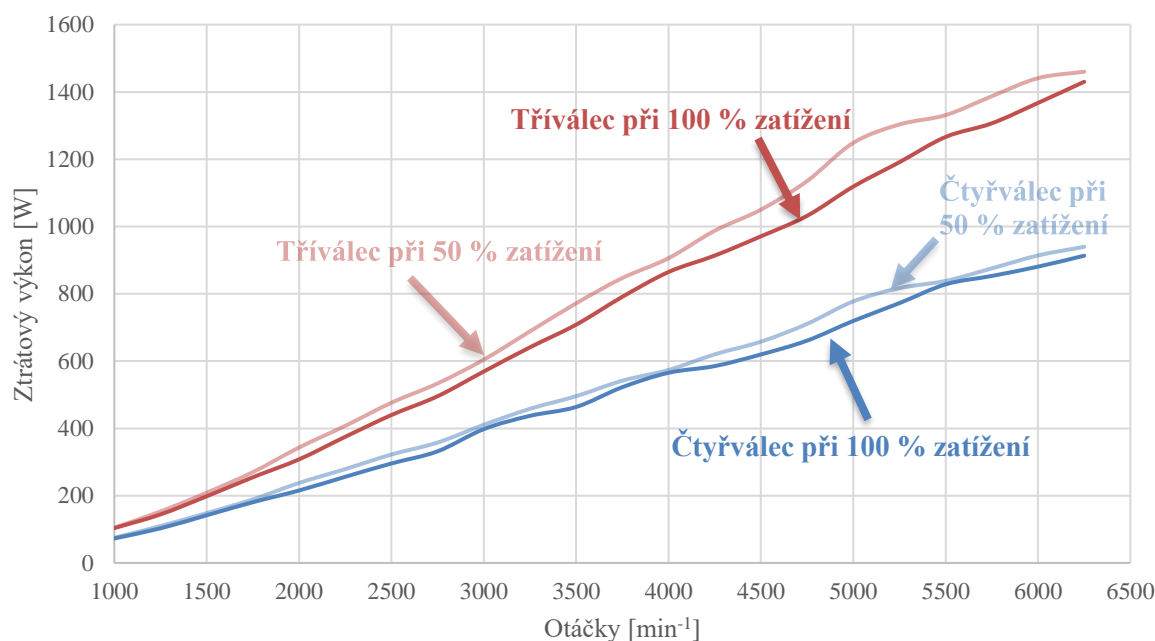
### 7.3.1 TŘECÍ ZTRÁTY

Prvním parametrem, kterým se porovnávají klikové mechanismy mezi sebou, jsou třecí ztráty. Minimalizování třecích ztrát je v současnosti důležitým hlediskem při konstrukci spalovacího motoru, protože ovlivňuje mechanickou účinnost motoru a spotřebu paliva, tím pádem množství vypouštěného oxidu uhličitýho.

Velikost třecích ztrát se posuzuje pomocí třecího momentu, potažmo ztrátového výkonu. Třecí moment je veličina, na jejíž velikost mají vliv rozměry a konstrukce ložiska, otáčky, zatížení a viskozita maziva. Z třecího momentu lze pak určit ztrátový výkon ložiska, který odpovídá teplotě, které v uložení vznikne.

$$P_t = M_t \omega, \quad (41)$$

kde  $M_t$  je třecí moment.



Obr. 65 Ztrátový výkon hlavních ložisek

Z grafu je na první pohled patrné, že hlavní ložiska tříválcového motoru mají o mnoho vyšší třecí ztráty než čtyřválcová varianta, v extrémním případě až o 57 %. To je způsobeno podstatně většími rozměry hlavních ložisek tříválce.

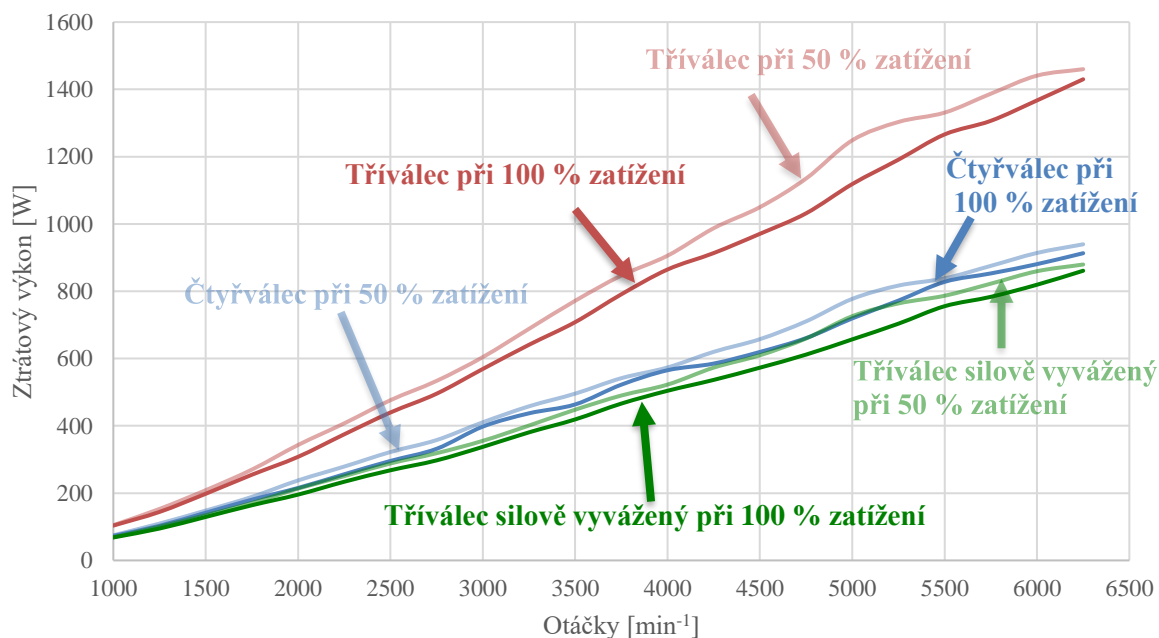
Z tohoto důvodu je vypracována varianta klikového hřídele se šesti protizávažími, kde je oproti původní variantě nižší odstředivá síla prostředního zalomení a tím pádem menší rozměry hlavních ložisek, které jsou stanoveny podle postupu v *Kapitole 4*.

Dále je v grafu zřejmý rozdíl mezi třecími ztrátami při plné a částečné zátěži, kdy při částečné zátěži jsou třecí ztráty vyšší. Tento jev má souvislost s nižší teplotou oleje při částečném zatížení. Teplota oleje totiž ovlivňuje jeho viskozitu, jelikož s rostoucí teplotou viskozita klesá. Rozdíl ve ztrátovém výkonu činí u tříválce až 11 %, u čtyřválce 8 %.



Obr. 66 Silově vyvážený klikový hřídel

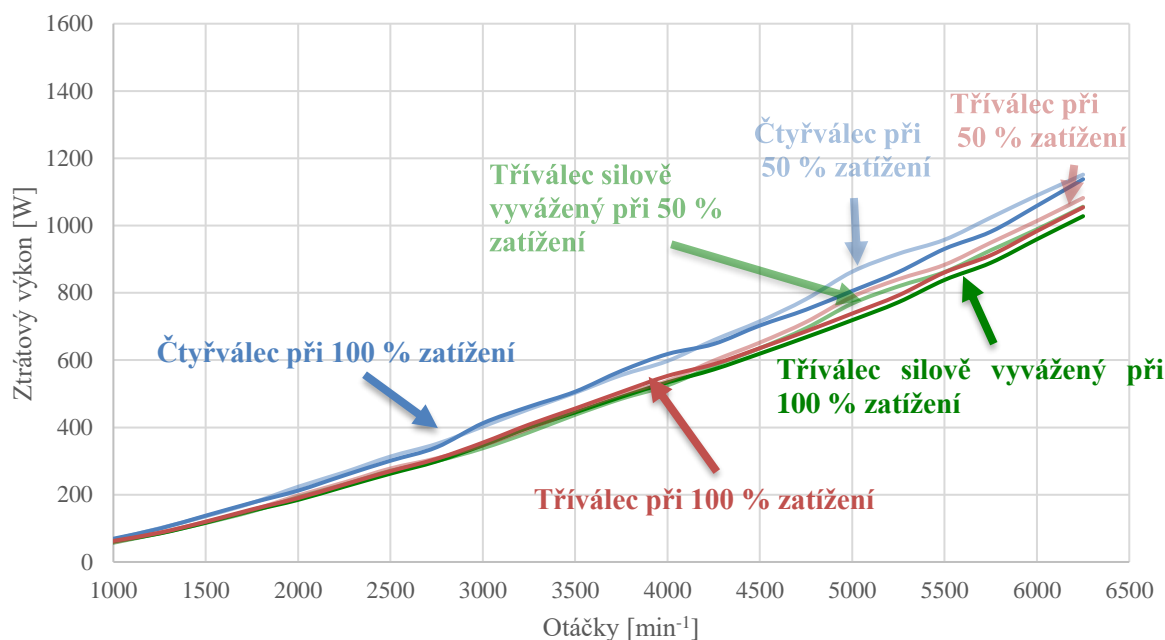
Takto vyvážený klikový hřídel je o 1,6 kg těžší než varianta s momentovým vyvážením. Rozměry klikového hřídele jsou voleny tak, aby se nemusela měnit poloha vyvažovacího hřídele a také tak, aby se nemuselo zasahovat do vnějších rozměrů bloku motoru. Průměr hlavního čepu je 51,7 mm a šířka je 20,65 mm. U ojnicního čepu je to 50,7 mm a 19,15 mm.



Obr. 67 Ztrátový výkon hlavních ložisek s modifikovaným klikovým hřídelem tříválcového motoru

V tomto případě mají hlavní ložiska tříválcového motoru nižší třecí ztráty než čtyřválcový motor. Největší rozdíly jsou ve středním pásmu otáček, kde jsou na hlavních ložiscích klikového hřídele tříválce až o 15 % nižší třecí ztráty než u čtyřválce.

Co se týká rozdílů při plném a částečném zatížení, tak ten je u tříválce se silově vyváženým klikovým hřídelem maximálně 10 %. Je tedy zřejmé, že s menšími rozměry hlavních ložisek se zároveň snižují rozdíly ve ztrátovém výkonu mezi plnou a částečnou zátěží.



Obr. 68 Ztrátový výkon ojničních ložisek

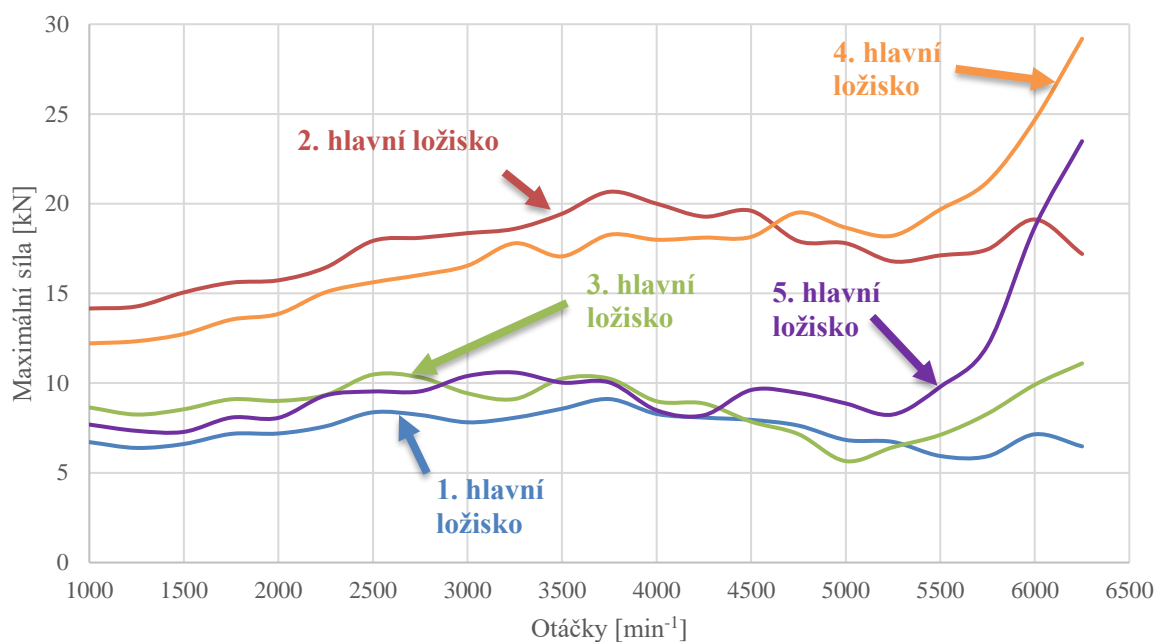
Ztrátový výkon ojničních ložisek je při obou variantách klikového hřídele tříválcového motoru nižší, než je tomu u čtyřválce. Rozměry ojničních ložisek nejsou při jejich návrhu ovlivňovány odstředivou silou zalomení, tudíž ani rozdíly ve ztrátovém výkonu nejsou tak výrazné jako u hlavních ložisek – konkrétně je to kolem 3 % v celém spektru otáček.

Oproti čtyřválci činí rozdíl v případě momentově vyváženého klikového hřídele 14 % a v případě silově vyváženého klikového hřídele 16 %.

Co se týká rozdílu mezi plným a částečným zatížením, tak při volnoběžných otáčkách a některých nízkých otáčkách mají vyšší třecí ztráty ojniční ložiska při plné zátěži. Ve vyšších otáčkách mají naopak ojniční ložiska při plné zátěži nižší třecí ztráty.

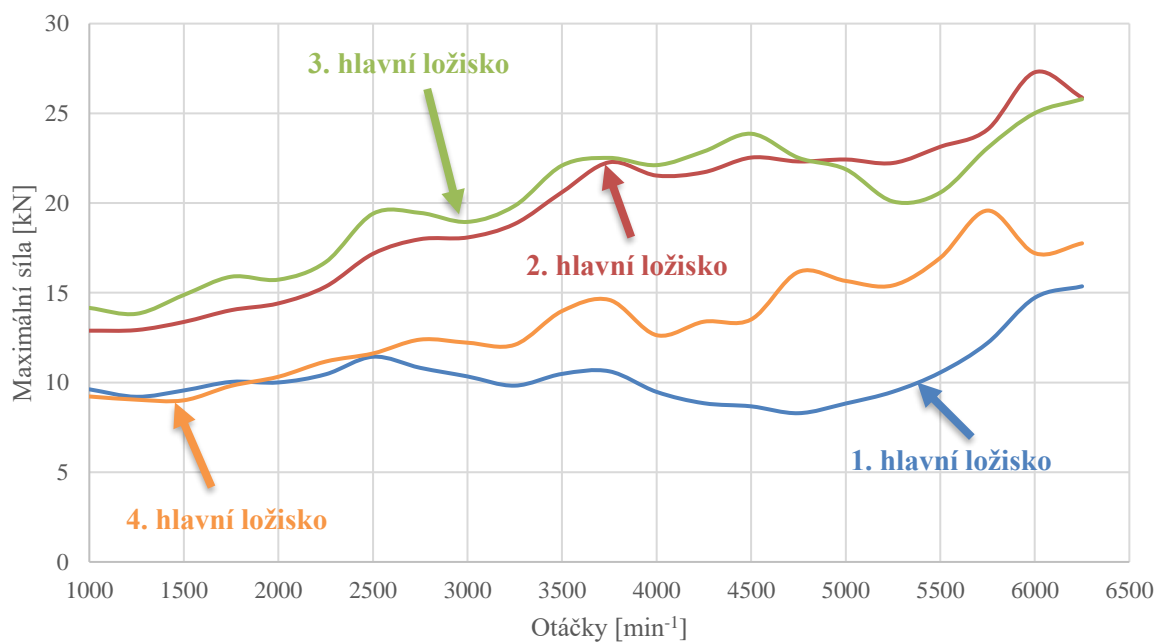
### 7.3.2 SILOVÉ ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

Jedním z důležitých hledisek, kterým lze posuzovat zatížení klikového hřídele, je silové zatížení hlavních ložisek. Porovnání je provedeno pro výslednice maximálních sil a v celém otáčkovém rozsahu při plném zatížení.



Obr. 69 Zatížení ložisek čtyřválcového motoru

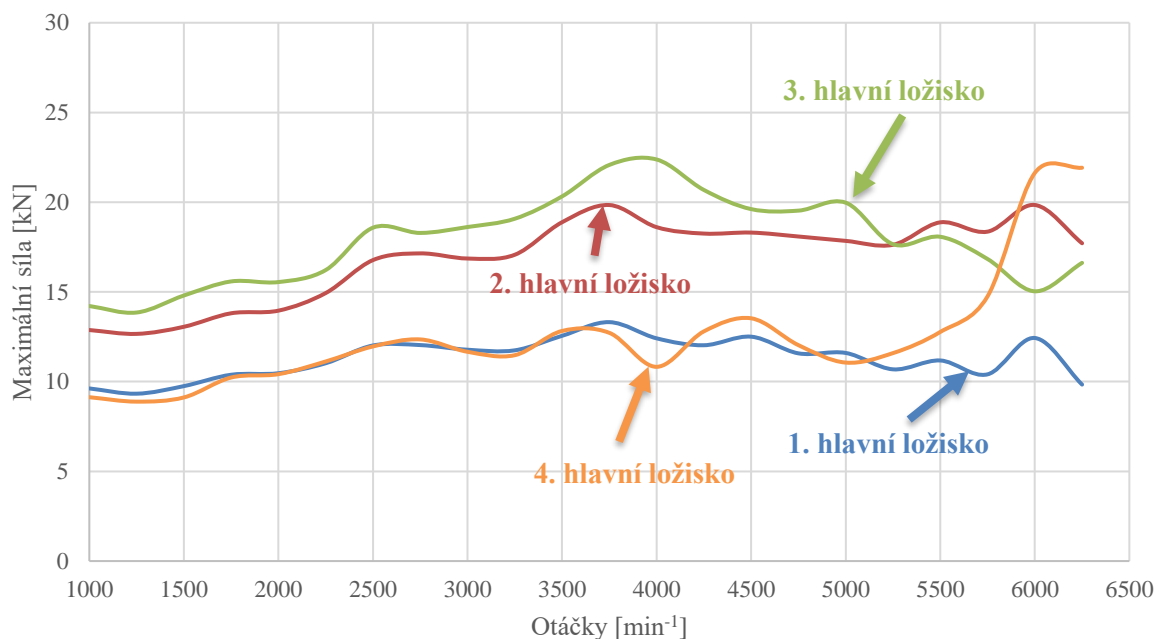
U čtyřválcového motoru je zpočátku nejvíce zatížené 2. hlavní ložisko s maximem 20,661 kN při 3750 min<sup>-1</sup>. To je o 7,603 kN více, než je zmíněno v analytickém výpočtu v Příloze 3. Po překročení 4600 min<sup>-1</sup> se stává více zatíženým 4. hlavní ložisko, kde nejvyšší hodnota silového zatížení dosahuje 29,19 kN při 6250 min<sup>-1</sup>.



Obr. 70 Zatížení ložisek tříválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem

Maximální síly v tříválcovém motoru při použití klikového hřídele s momentovým vyvážením jsou u všech ložisek vyšší než u čtyřválců. Nejvíce zatíženým ložiskem je od volnoběžných otáček do  $4750 \text{ min}^{-1}$  3. hlavní ložisko, poté začíná být více zatížené 2. hlavní ložisko. Maximální síla je  $27,288 \text{ kN}$  při  $6000 \text{ min}^{-1}$  u 2. hlavního ložiska.

Ve srovnání s analytickým výpočtem v Příloze 4, který je vypracován pro otáčky maximálního točivého momentu  $3750 \text{ min}^{-1}$ , je hodnota z MBS výpočtu o  $2,803 \text{ kN}$  vyšší. Zároveň v analytickém výpočtu vycházelo jako nejzatíženější 2. hlavní ložisko, v případě MBS výpočtu 3. hlavní ložisko.



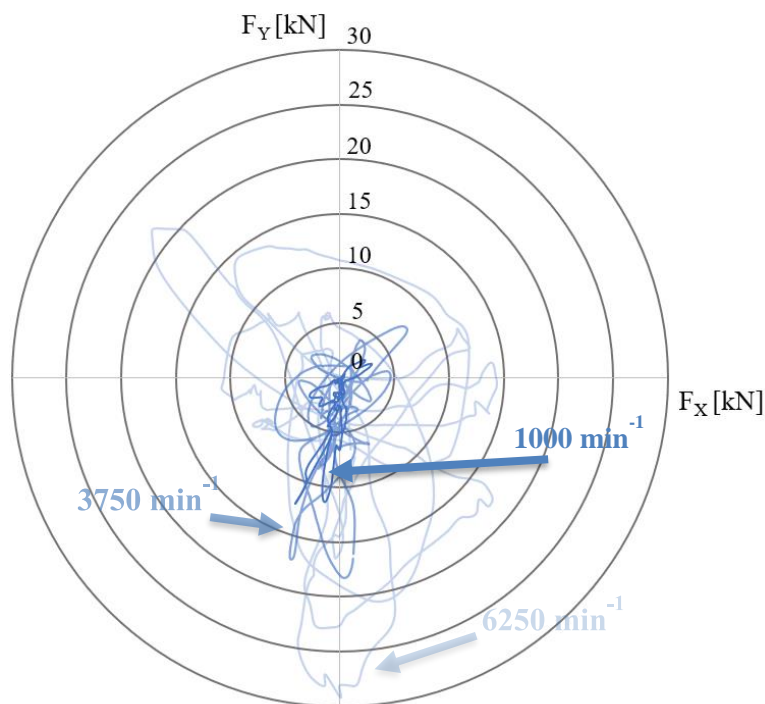
Obr. 71 Zatížení ložisek tříválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem

U modifikované verze klikového hřídele pro tříválcový motor je silové zatížení prostředních ložisek nižší než u momentově vyváženého klikového hřídele. V tomto případě je také v širokém spektru otáček více zatížené 3. hlavní ložisko, dokonce do  $5250 \text{ min}^{-1}$ . Maximum je  $22,379 \text{ kN}$  ve  $4000 \text{ min}^{-1}$ .

První hlavní ložisko je v tomto případě více zatížené až do  $5500 \text{ min}^{-1}$ . U 4. hlavního ložiska je situace opačná, nicméně to může být způsobeno chybou v řešiči vzhledem k takto výraznému nárůstu mezi  $5750 \text{ min}^{-1}$  a  $6000 \text{ min}^{-1}$ . Přímé porovnání ložisek momentově a silově vyvážené varianty se nachází v Příloze 7.

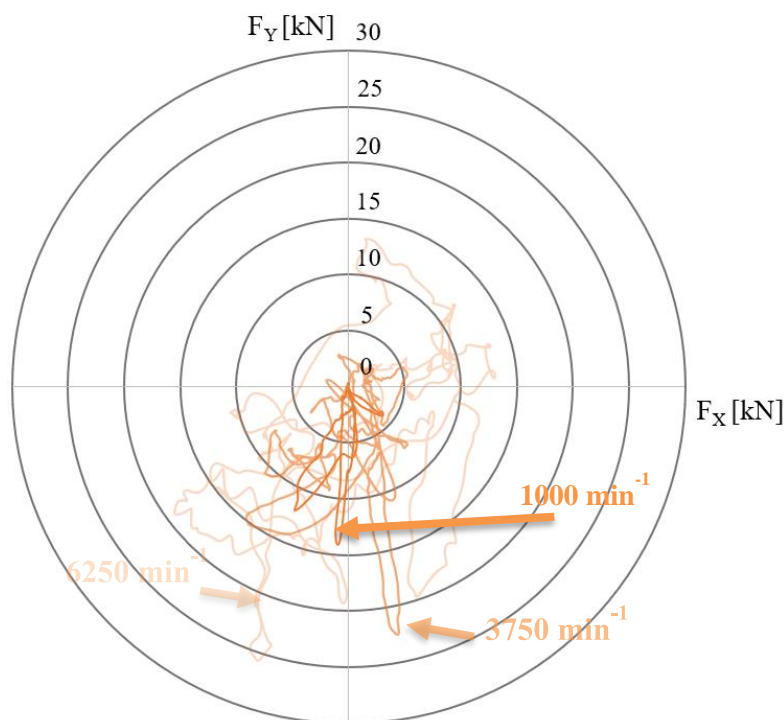
Zajímavé je i porovnání měrného tlaku působícího na hlavní ložiska všech variant z hlediska analytického výpočtu a MBS simulace. Sloupcové diagramy tohoto srovnání se nachází v Příloze 9.

Silové zatížení ložisek lze také vyhodnotit pomocí polárních diagramů, kde lze posoudit směry působení sil vznikajících od tlaků plynů nebo setrvačných účinků z rotačního pohybu klikového hřídele. Diagram se shoduje s pohledem na ložisko v ose klikového hřídele od předního konce. Osa  $y$  v diagramu odpovídá ose válce a osa  $x$  je kolmá na osu klikového hřídele a osu válce.



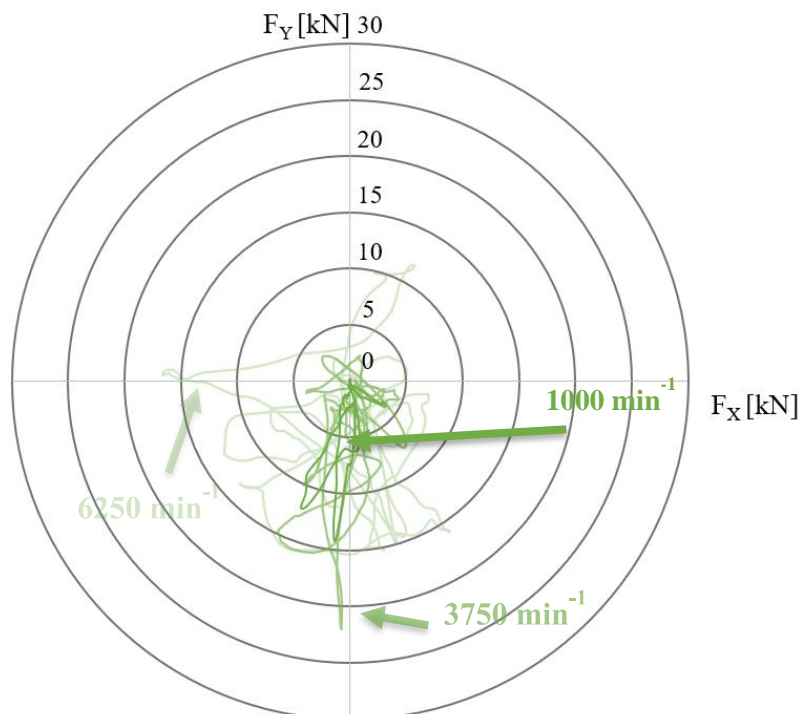
Obr. 72 Polární diagram čtvrtého hlavního ložiska čtyřválce ve významných otáčkových bodech

Diagram zobrazuje průběh sil při nejnižších otáčkách, dále v otáčkách maximálního točivého momentu a výkonu. Je zřejmé, že při minimálních otáčkách se křivka drží u osy  $y$ . To značí, že při nízkých otáčkách mají dominantní vliv síly od tlaku plynů. Se zvyšujícími se otáčkami tohle přestává platit a síly se projevují ve větší míře i v ose  $x$ . To může značit rostoucí vliv setrvačných účinků.



Obr. 73 Polární diagram třetího hlavního ložiska tríválce s momentovým vyvážením

Třetí hlavní ložisko momentově vyváženého klikového hřídele tríválce je nejvíce zatížené ve spektru otáček od  $1000 \text{ min}^{-1}$  do  $4500 \text{ min}^{-1}$ . V maximálních otáčkách sice nemá nejvyšší hodnotu, ale podle polárního diagramu je více zatížen ve směru osy  $x$ . Přímé srovnání ložisek ve všech třech významných otáčkových bodech se pak nachází v *Příloze 8*.



Obr. 74 Polární diagram třetího hlavního ložiska se silovým vyvážením

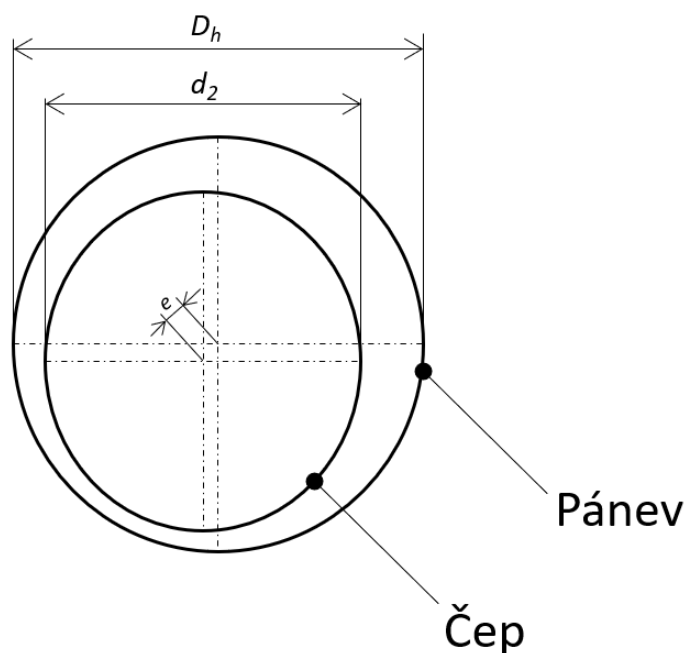
Také v případě silově vyváženého klikového hřídele je vyobrazen polární diagram pro třetí hlavní ložisko, které je nejvíce zatížené ve většině otáčkových bodů. Na rozdíl od obou předešlých variant je zřejmý výraznější vliv otáček točivého momentu ve svislém směru.

### 7.3.3 RELATIVNÍ EXCENTRICITA

Dalším parametrem, kterým lze vyhodnotit zatížení ložiska, je relativní excentricita ložiska. Je dána vztahem:

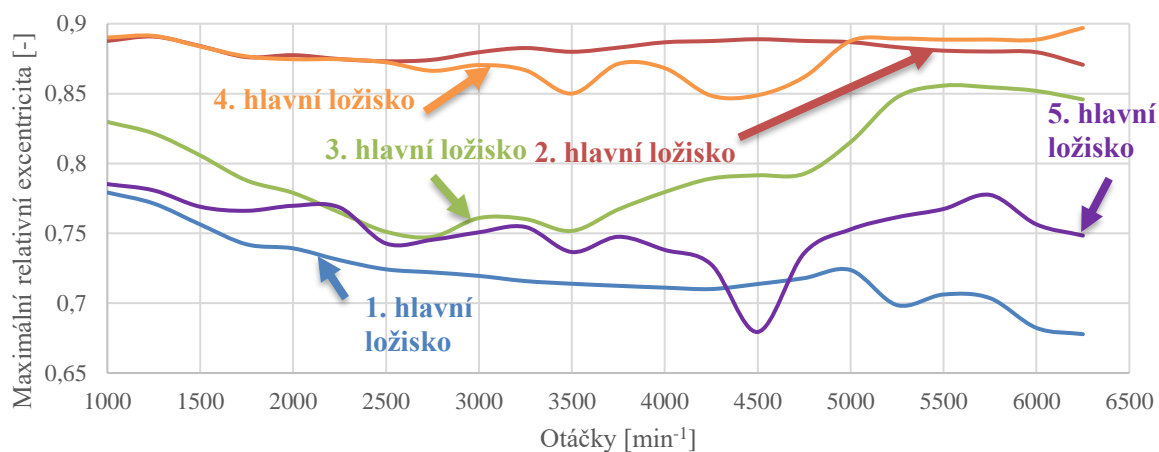
$$\varepsilon = \frac{2e}{D_h - d_2}, \quad (42)$$

kde  $e$  je absolutní excentricita osy hlavního ložiska vůči ose hlavního čepu a  $D_h$  je vnitřní průměr pánve hlavního ložiska.



Obr. 75 Relativní excentricita

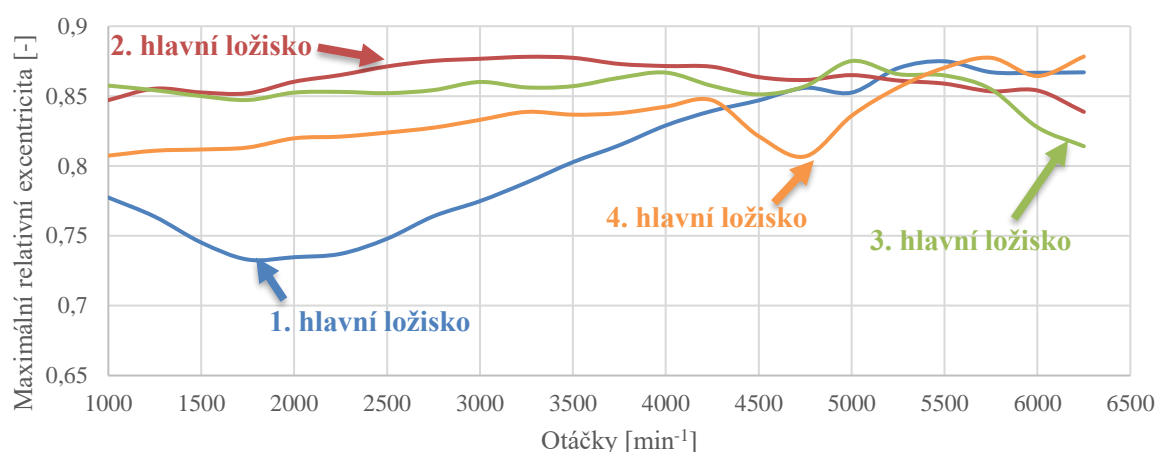
Hodnoty relativní excentricity se pohybují v hodnotách mezi 0 a 1. Pokud je hodnota relativní excentricity 0, znamená to, že střed čepu je stejný jako střed pánve. Pokud hodnota relativní excentricity nabývá 1, pak se čep dotýká pánve.



Obr. 76 Relativní excentricita hlavních ložisek čtyřválcového motoru

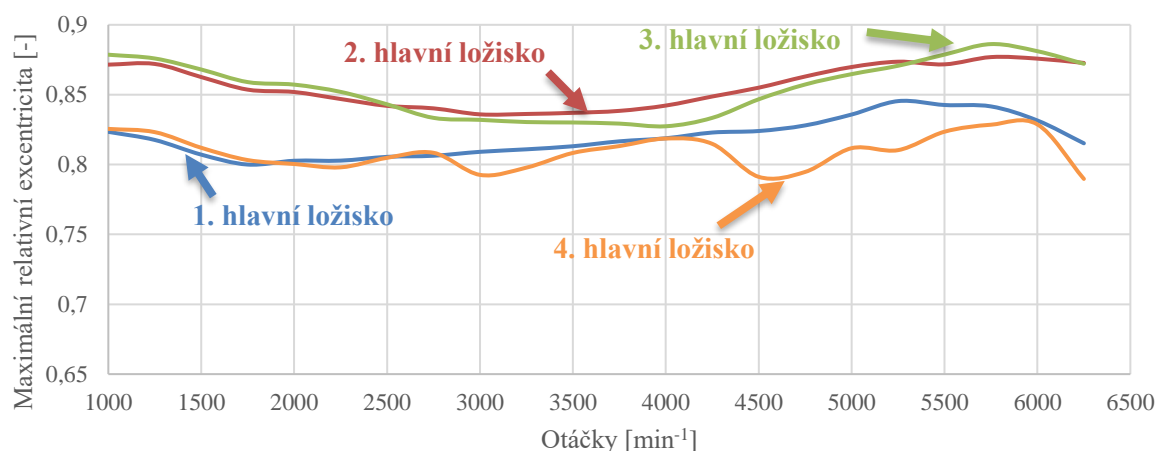
Maxima relativní excentricity hlavních ložisek potvrzují nejvyšší zatížení 1. hlavního ložiska, které vychází i u silového zatížení. Křivky pro 2. a 4. hlavní ložisko jsou také podobné a ukazují, že tato dvě ložiska jsou nejvíce zatížena. Maximální hodnota relativní excentricity je 0,897 při 6250 min<sup>-1</sup> u 4. hlavního ložiska.





Obr. 77 Relativní excentricita hlavních ložisek triválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem

Z grafu maximálních hodnot relativní excentricity hlavních ložisek triválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem je na první pohled výrazný nárůst u krajních ložisek, kdy v maximálních otáčkách je excentricita dokonce vyšší než u prostředních ložisek. Tady je nutné podotknout, že hodnoty jsou pouze orientační z důvodu použití tuhého bloku a u modelu s pružným blokem by pravděpodobně vyšly odlišně. Nejvyšší hodnota je 0,8781 při  $3250 \text{ min}^{-1}$  u 2. hlavního ložiska.



Obr. 78 Relativní excentricita hlavních ložisek triválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem

U silově vyváženého klikového hřídele je patrné, že na rozdíl od momentově vyváženého klikového hřídele nedochází k větším nárůstům, či poklesům u 1. hlavního ložiska a také, že průběhy a hodnoty relativní excentricity jsou ze všech tří variant nejvíce vyrovnané. Vzhledem k tomu, že u obou variant klikového hřídele triválcového motoru jsou průběhy sil i excentricity u pístního a ojničního ložiska stejné, je zřejmé, že různé průběhy u hlavních ložisek jsou způsobeny jejich odlišnými rozměry. Maximem relativní excentricity disponuje 3. hlavní ložisko při  $5750 \text{ min}^{-1}$ .

### 7.3.4 TORZNÍ KMITÁNÍ ŘEMENICE

Torzní kmitání řemenice je vyhodnoceno z průběhu úhlové rychlosti na předním konci klikového hřídele. Výpočet probíhá tak, že se úhlová rychlost nejdříve převede na úhlovou výchylku a poté se harmonickou analýzou rozloží na součet sinusových funkcí. Torzní kmitání klikového hřídele je vyvoláno časovou proměnností kroutícího momentu. To je pak přeneseno na kývání hřídele, jenž je dáno nerovnoměrností chodu, a na statické nakroucení klikového hřídele střední složkou tangenciálních sil. Torzní kmity nabývají velkých hodnot v rezonanci, kde se shoduje vlastní frekvence klikového hřídele s frekvencí kmitání dané harmonické složky budících účinků, což má následně negativní vliv na chod motoru [39]. V praxi se zohledňuje jednouzlové a dvouuzlové kmitání. Kmitání vyšších stupňů není významné vzhledem k vysokým vlastním frekvencím. Řád harmonické složky torzního kmitání je násobkem periody a u čtyřdobého motoru odpovídá jedné otáčce klikového hřídele polovina periody:

$$\kappa = \frac{k}{2}, \quad (43)$$

kde  $\kappa$  je řád harmonické složky.

Důležité jsou zejména hlavní řády se synchronním průběhem, které u tříválcového motoru s pravidelným zážehem nabývají hodnot  $\kappa = 1,5, 3, 4,5, 6, \dots$  a u čtyřválcového motoru  $\kappa = 2, 4, 6, 8, \dots$

Rezonanční otáčky jednouzlového kmitání se pak určí ze vztahu:

$$n_{1rez} = \frac{N_1 60}{\kappa}, \quad (44)$$

kde  $N_1$  je vlastní frekvence otáček odpovídající jednouzlovému kmitání. Pro výpočet rezonančních otáček dvouuzlového kmitání platí:

$$n_{2rez} = \frac{N_2 60}{\kappa}, \quad (45)$$

kde  $N_2$  je vlastní frekvence otáček odpovídající dvouuzlovému kmitání.

Vlastní frekvence torzního kmitání jsou zjištěny v prostředí Adams/Engine pomocí tzv. lineární analýzy. Ta je provedena v otáčkách 1500, 2000 a 2500 min<sup>-1</sup> pro okamžité pozice klikového hřídele v rámci jednoho cyklu 0,5 a 1. Zprůměrováním všech získaných hodnot byly pak určeny vlastní frekvence.

Tabulka 11 Vlastní frekvence torzních soustav

Vlastní tvar kmitání	Čtyřválec	Tříválec s momentovým vyvážením	Tříválec se silovým vyvážením
Jednouzlové [Hz]	474	373	481
Dvouuzlové [Hz]	1154	583	1184

Z Tabulky 11 je na první pohled zřejmé, že tříválec s momentově vyváženým klikovým hřídelem má vlastní frekvence nižší než zbylé dvě varianty. Lze tedy očekávat, že jeho rezonanční otáčky budou nižší. V následujících tabulkách budou zvýrazněny ty rezonanční otáčky, které se nachází v pracovním rozsahu motoru.

Tabulka 12 Rezonanční otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání čtyřválcového motoru

Řád harmonické složky [-]	Rezonanční otáčky jednouzlového kmitání čtyřválcového motoru [min <sup>-1</sup> ]	Rezonanční otáčky dvouuzlového kmitání čtyřválcového motoru [min <sup>-1</sup> ]
0,5	56880	138480
1	28440	69240
1,5	18960	46160
2	14220	34620
2,5	11376	27696
3	9480	23080
3,5	8126	19783
4	7110	17310
4,5	6320	15387
5	<b>5688</b>	13848
5,5	<b>5171</b>	12589
<b>6</b>	<b>4740</b>	11540
6,5	<b>4375</b>	10652
7	<b>4063</b>	9891
7,5	<b>3792</b>	9232
<b>8</b>	<b>3555</b>	8655
8,5	<b>3346</b>	8146
9	<b>3160</b>	7693
9,5	<b>2994</b>	7288
<b>10</b>	<b>2844</b>	6924
10,5	<b>2709</b>	6594
11	<b>2585</b>	6295
11,5	<b>2473</b>	<b>6021</b>
<b>12</b>	<b>2370</b>	<b>5770</b>
12,5	<b>2275</b>	<b>5539</b>
13	<b>2188</b>	<b>5326</b>
13,5	<b>2107</b>	<b>5129</b>
<b>14</b>	<b>2031</b>	<b>4946</b>
14,5	<b>1961</b>	<b>4775</b>
15	<b>1896</b>	<b>4616</b>

Pro klikový hřídel čtyřválcového motoru tedy můžeme předpokládat rezonanční otáčky jednouzlového kmitání od  $\kappa = 5$  a pro dvouuzlové kmitání od  $\kappa = 11,5$ .

Tabulka 13 Rezonanční otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání tříválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem

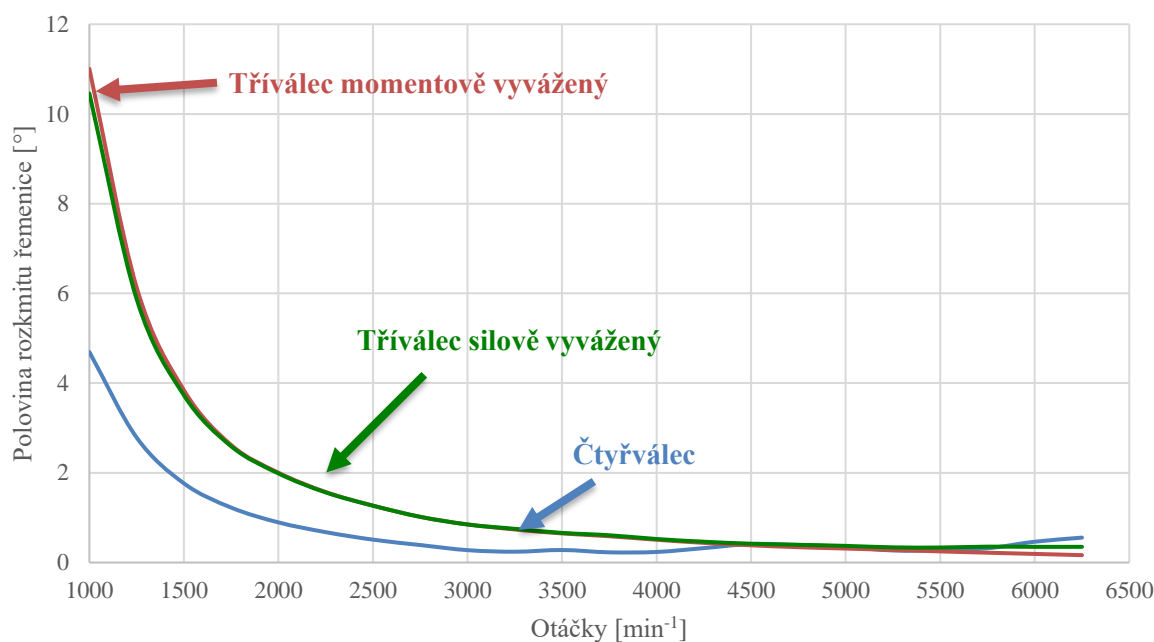
Řád harmonické složky [-]	Rezonanční otáčky jednouzlového kmitání tříválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem [min <sup>-1</sup> ]	Rezonanční otáčky dvouuzlového kmitání tříválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem [min <sup>-1</sup> ]
0,5	44760	69960
1	22380	34980
1,5	14920	23320
2	11190	17490
2,5	8952	13992
3	7460	11660
3,5	6394	9994
4	5595	8745
4,5	4973	7773
5	4476	6996
5,5	4069	6360
6	3730	5830
6,5	3443	5382
7	3197	4997
7,5	2984	4664
8	2798	4373
8,5	2633	4115
9	2487	3887
9,5	2356	3682
10	2238	3498
10,5	2131	3331
11	2035	3180
11,5	1946	3042
12	1865	2915
12,5	1790	2798
13	1722	2691
13,5	1658	2591
14	1599	2499
14,5	1543	2412
15	1492	2332

Klikový hřídel tříválcového motoru s momentovým vyvážením má rezonanční otáčky jednouzlového kmitání od  $\kappa = 4$  výše a dvouuzlového kmitání od  $\kappa = 6$  výše.

Tabulka 14 Rezonanční otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání tříválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem

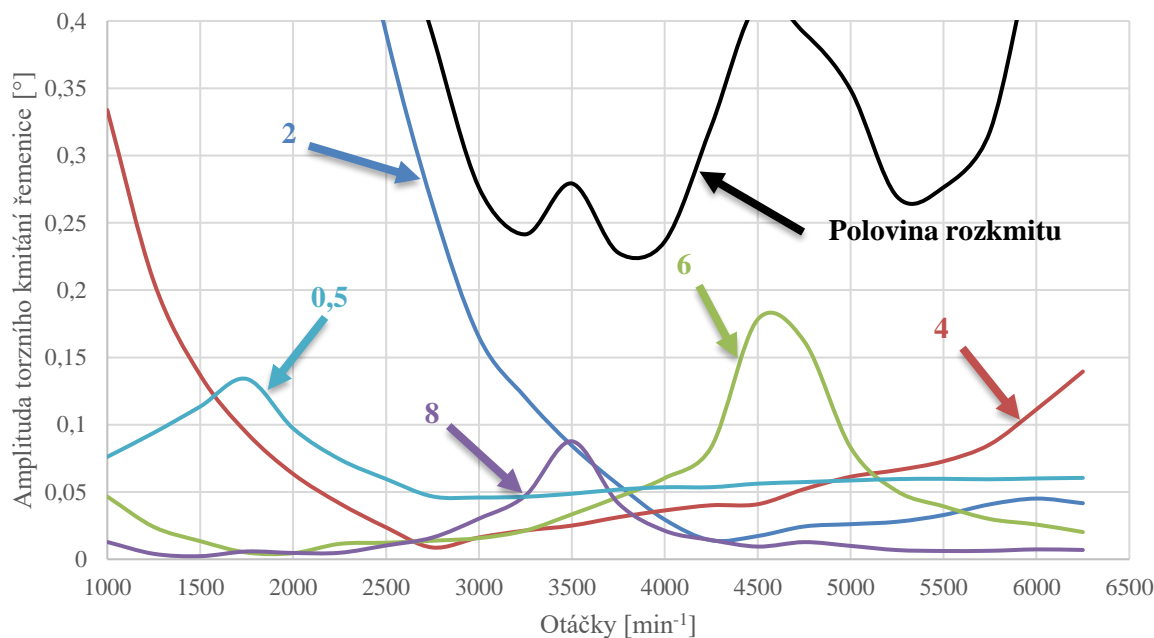
Řád harmonické složky [-]	Rezonanční otáčky jednouzlového kmitání tříválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem [min <sup>-1</sup> ]	Rezonanční otáčky dvouuzlového kmitání tříválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem [min <sup>-1</sup> ]
0,5	57720	142080
1	28860	71040
1,5	19240	47360
2	14430	35520
2,5	11544	28416
3	9620	23680
3,5	8246	20297
4	7215	17760
4,5	6413	15787
5	<b>5772</b>	14208
5,5	<b>5247</b>	12916
<b>6</b>	<b>4810</b>	11840
6,5	<b>4440</b>	10929
7	<b>4123</b>	10149
<b>7,5</b>	<b>3848</b>	9472
8	<b>3608</b>	8880
8,5	<b>3395</b>	8358
<b>9</b>	<b>3207</b>	7893
9,5	<b>3038</b>	7478
10	<b>2886</b>	7104
<b>10,5</b>	<b>2749</b>	6766
11	<b>2624</b>	6458
11,5	<b>2510</b>	<b>6177</b>
<b>12</b>	<b>2405</b>	<b>5920</b>
12,5	<b>2309</b>	<b>5683</b>
13	<b>2220</b>	<b>5465</b>
<b>13,5</b>	<b>2138</b>	<b>5262</b>
14	<b>2061</b>	<b>5074</b>
14,5	<b>1990</b>	<b>4899</b>
<b>15</b>	<b>1924</b>	<b>4736</b>

Pro klikový hřídel tříválcového motoru se silovým vyvážením platí podobně jako u čtyřválců, že rezonanční otáčky jednouzlového kmitání se nachází v pracovním rozsahu motoru od harmonického řádu  $\kappa = 5$  a rezonanční otáčky dvouuzlového kmitání od  $\kappa = 11,5$ .



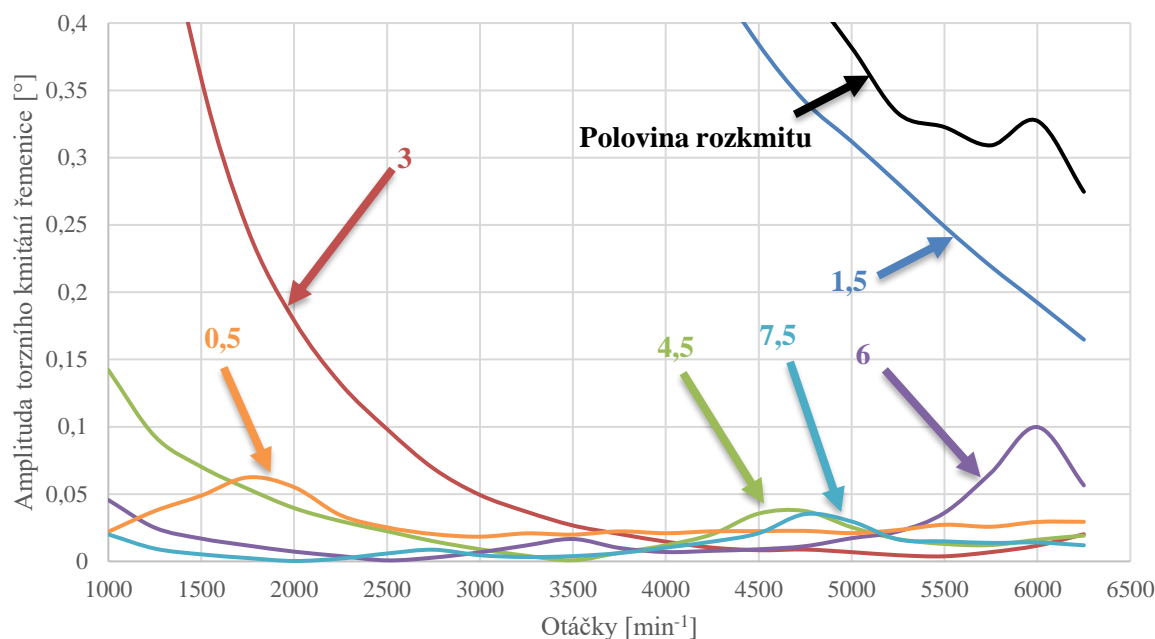
Obr. 79 Porovnání poloviny rozkmitu řemenice všech verzí

Pomocí poloviny rozkmitu lze posuzovat nerovnoměrnost chodu motoru. Na předním konci klikového hřídele je nerovnoměrnost chodu obou variant tříválcového motoru výrazně vyšší v nízkých otáčkách. Ve 4500  $\text{min}^{-1}$  jsou pak hodnoty poloviny rozkmitu na podobné úrovni.



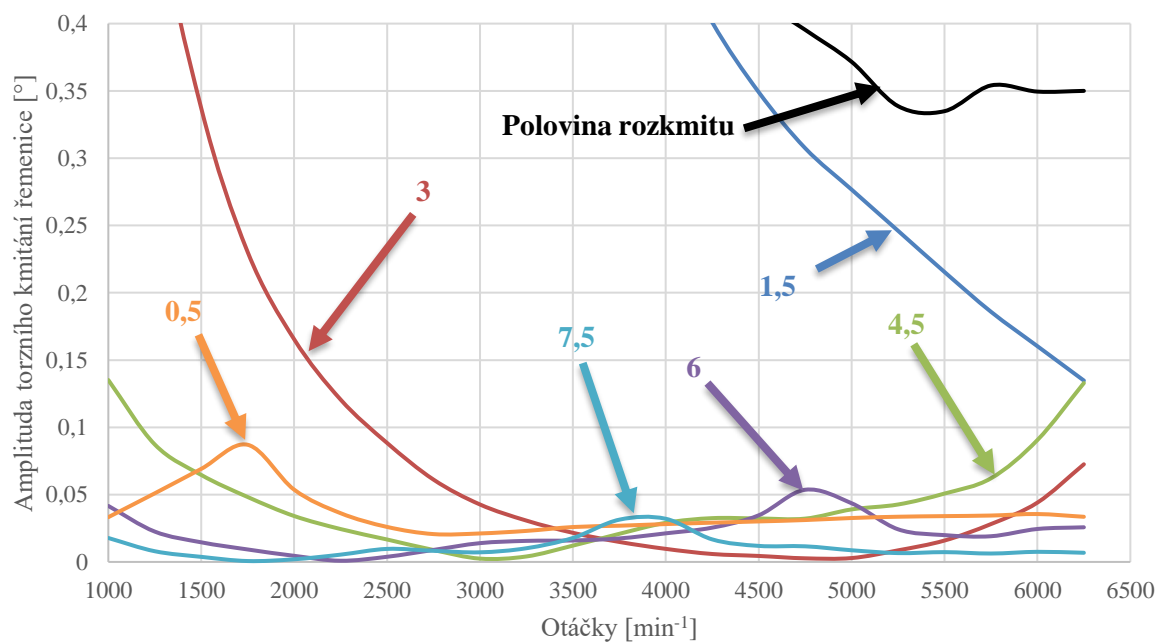
Obr. 80 Torzní kmitání řemenice čtyřválcového motoru

S tím, jak se otáčky zvyšují, klesá nerovnoměrnost chodu, což značí i průběh 2. řádu, přičemž jeho rezonance leží mimo provozní rozsah otáček. Maximální amplitudy 6. a 8. řádu odpovídají rezonančním otáčkám uvedeným v *Tabulce 12*.



Obr. 81 Torzní kmitání řemenice tříválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem

Oproti čtyřválcovému motoru je u tříválcě s momentově vyváženým klikovým hřídelem na první pohled zřejmé, že amplitudy všech hlavních řádů jsou v nízkých otáčkách vyšší. Dále maximální amplitudy hlavních řádů jsou nižší. V grafu jsou také viditelné rezonanční otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání 6. a 7,5. řádu, které odpovídají těm v *Tabulce 13*.



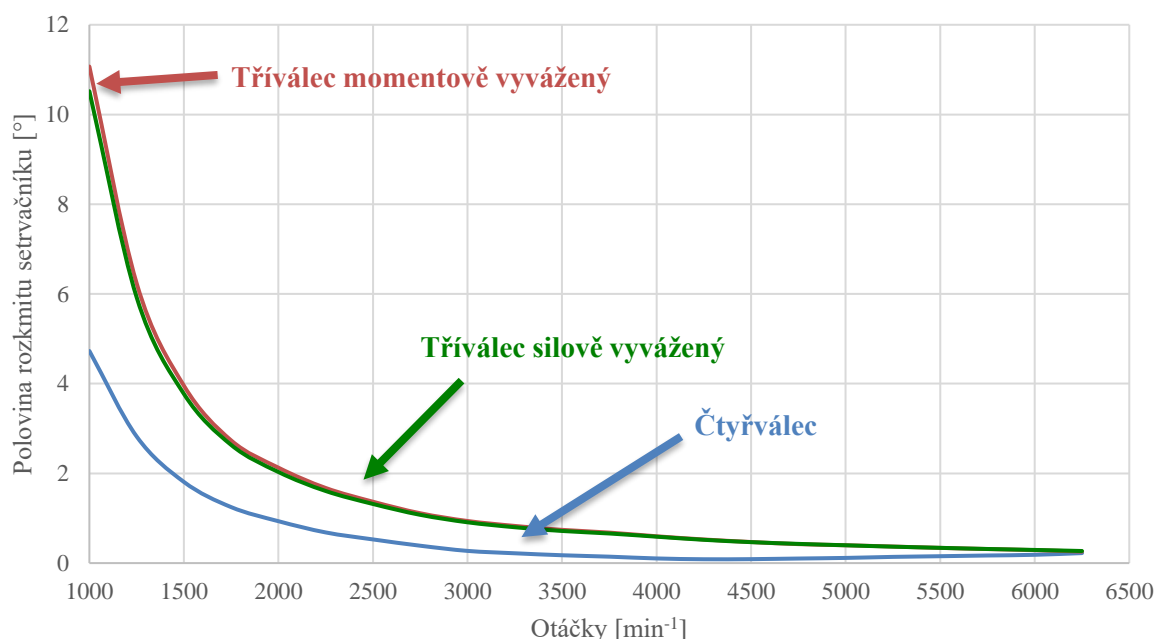
Obr. 82 Torzní kmitání řemenice tříválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem

Co se týká amplitud hlavních řádů v nízkých otáčkách, tak se tříválec se silově vyváženým klikovým hřídelem od varianty s momentovým klikovým hřídelem téměř neliší.

Dále je zřejmé, že přidáním vývažků na prostřední zalomení a zmenšením rozměrů hlavních ložisek jsou maximální amplitudy řádů 4,5, 6 a 7,5 vyšší. Zároveň se zvýšily rezonanční otáčky jednouzlového a dvouuzlového kmitání, což dokládá *Tabulka 14*.

V grafu se u zobrazených harmonických složek neobjevuje dvouuzlové kmitání.

### 7.3.5 TORZNÍ KMITÁNÍ SETRVAČNÍKU



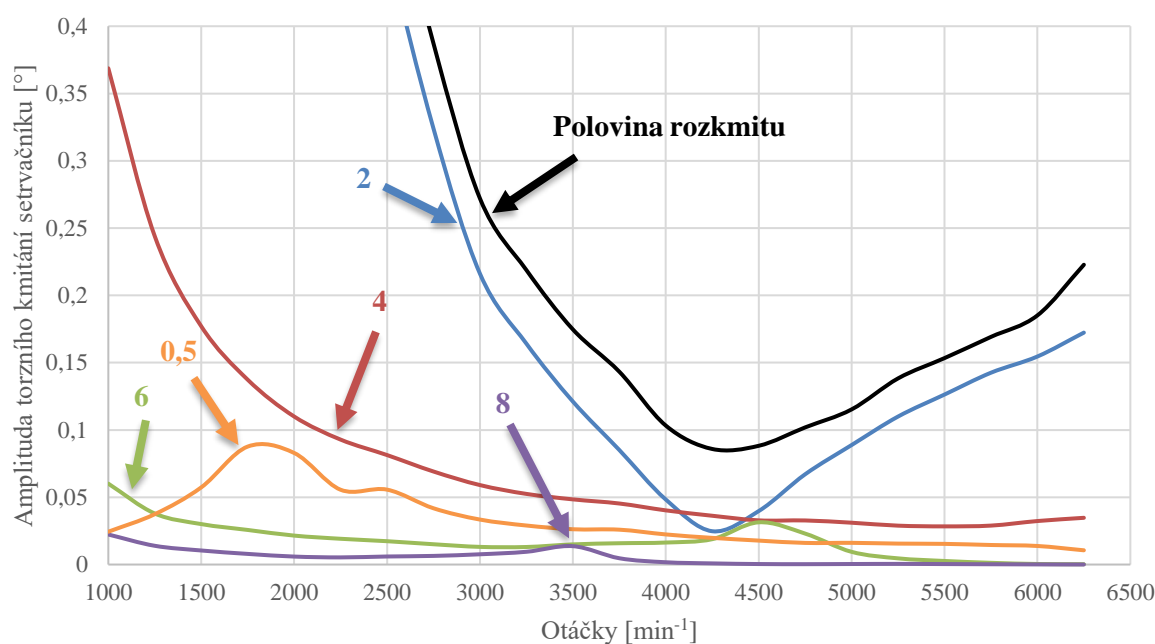
Obr. 83 Porovnání poloviny rozkmitu setrvačníku všech verzí

Nerovnoměrnost chodu způsobenou kolísáním obvodové rychlosti klikového hřídele lze redukovat velikostí setrvačníku nebo počtem válců. Podle předpokladu tedy vychází, že tříválcový motor vykazuje vyšší nerovnoměrnost chodu než čtyřválec.

Polovina rozkmitu setrvačníku, kterou se v tomto případě posuzuje nerovnoměrnost chodu, je v oblasti volnoběžných otáček 11° u tříválce a 4,7° u čtyřválce. Poté se rozdíl mezi oběma motory snižuje a například již ve 2000 min⁻¹ je rozdíl pouze jeden stupeň. V maximálních otáčkách je nerovnoměrnost chodu obou motorů na stejné úrovni.

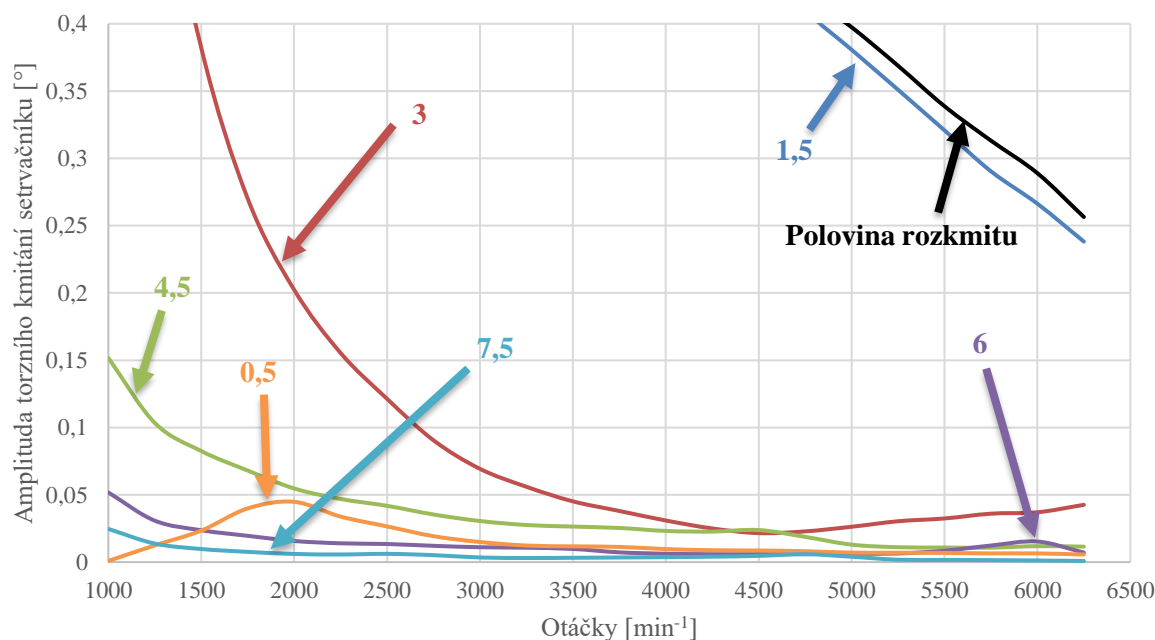
Zajímavostí je i drobný rozdíl mezi tříválci se silově a momentově vyváženým klikovým hřídelem v nízkých otáčkách. Vzhledem ke stejné konstrukci setrvačníku u obou variant je zřejmé, že na nerovnoměrnost chodu mají nepatrný vliv rozměry ložisek a redukovaný moment setrvačnosti klikového hřídele.





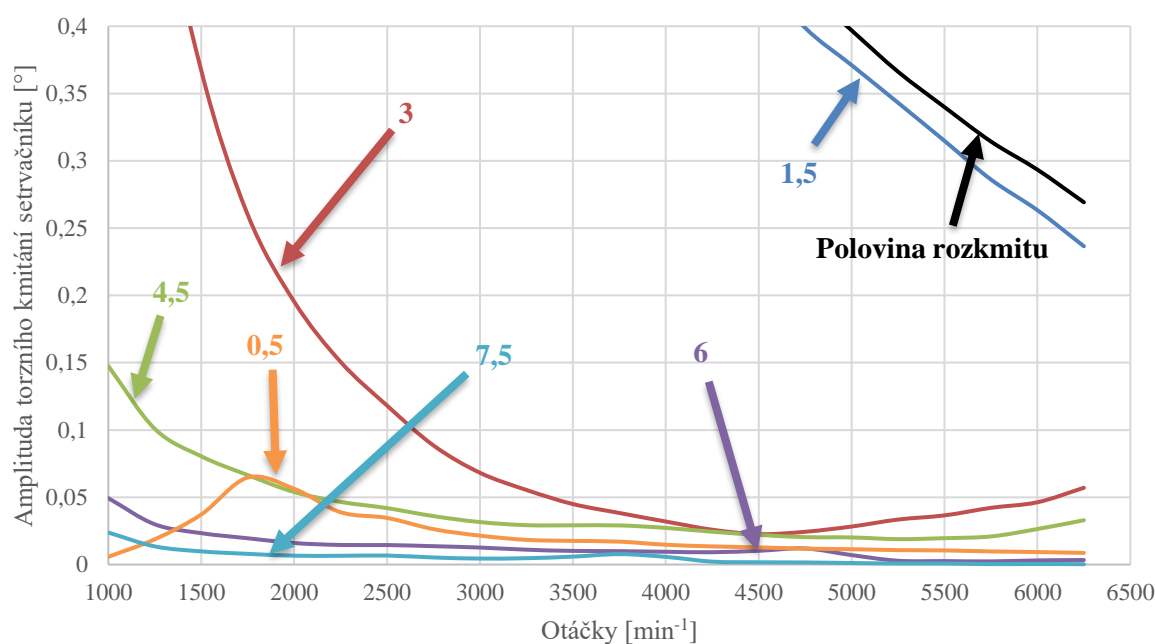
Obr. 84 Torzní kmitání setrvačníku čtyřválcového motoru

Oproti torznímu kmitání řemenice jsou u čtyřválců maximální amplitudy podstatně nižší. To může být způsobeno tím, že setrvačnick má mnohem vyšší moment setrvačnosti a také se u něj nachází uzel kmitání. Naopak zejména v nízkých otáčkách jsou maxima torzního kmitání nepatrně vyšší.



Obr. 85 Torzní kmitání setrvačníku tříválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem

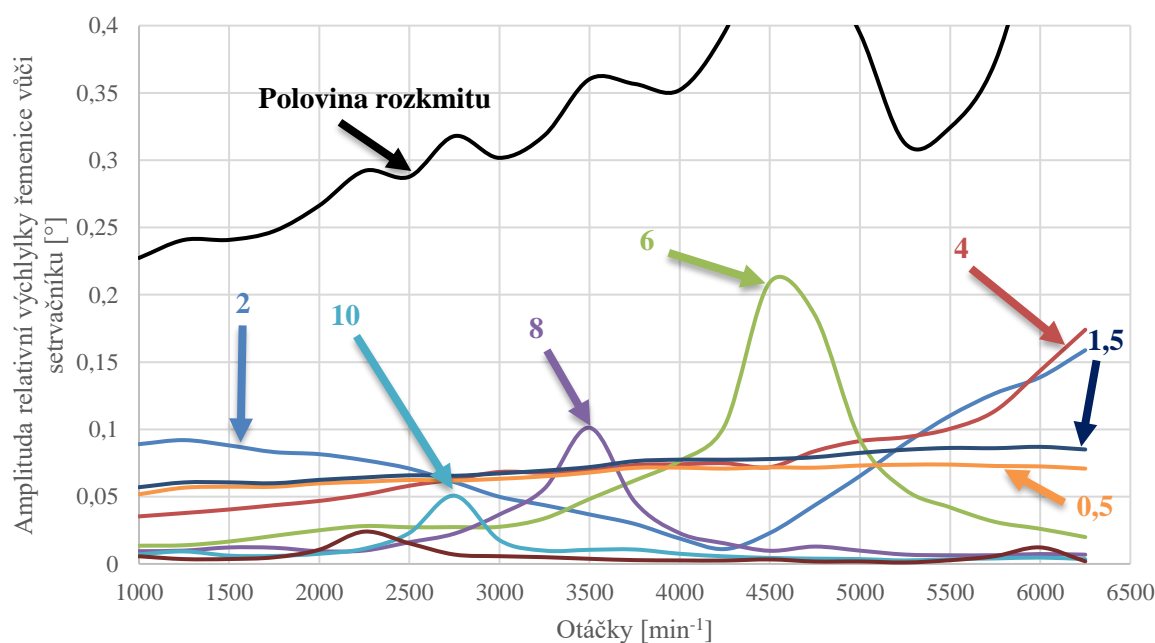
V případě tříválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem platí totéž, co u výše zmíněného čtyřválců. Moment setrvačnosti samotného setrvačníku je tu ještě výraznější.



Obr. 86 Torzní kmitání setrvačníku tříválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem

Podobně jako u řemenice se tříválec se silově vyváženým klikovým hřídelem v rámci amplitud hlavních řádů v nízkých otáčkách téměř neliší od varianty s momentově vyváženým klikovým hřídelem.

### 7.3.6 TORZNÍ DEFORMACE



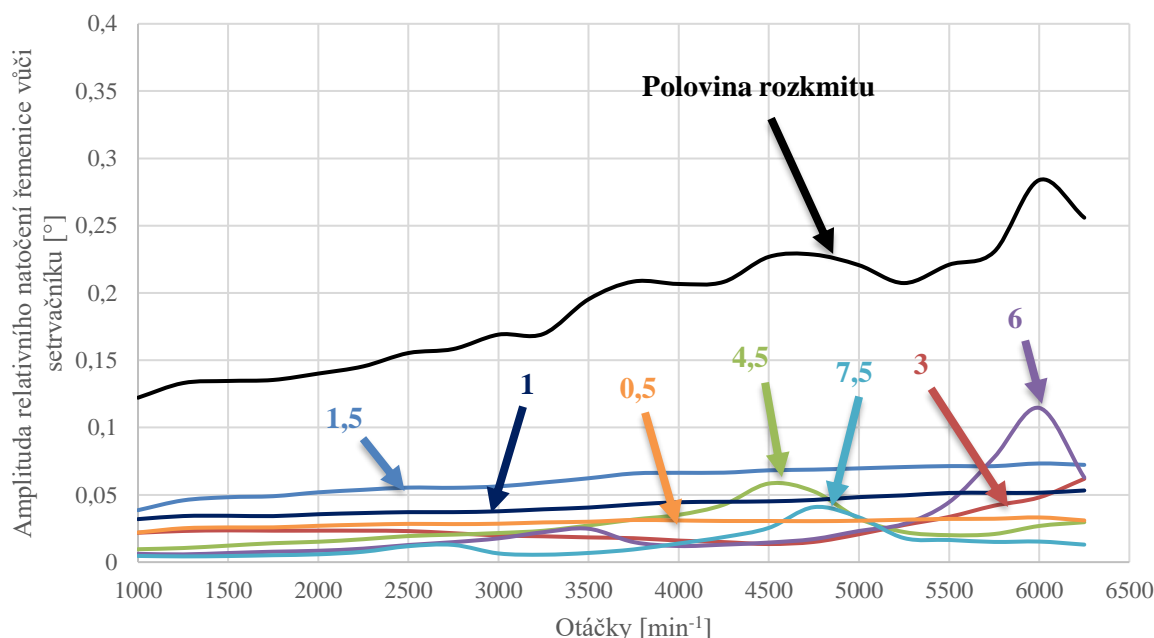
Obr. 87 Torzní deformace klikového hřídele čtyřválcového motoru

Torzní deformace je vyhodnocena ze záznamu úhlového natočení předního konce klikového hřídele vůči přírubě setrvačníku. Poté je proveden stejně jako v případě podkapitol 6.3.4. a 6.3.5. rozklad na součet sinusových funkcí pomocí harmonické analýzy.

Podobně jako u určování nerovnoměrnosti chodu lze namáhání torzní deformací posoudit pomocí poloviny rozkmitu. Ta ve všech třech případech roste se zvyšujícími se otáčkami, kdy k výraznějším nárůstům dochází v oblasti rezonancí řádů, které se nachází v pracovním rozsahu motoru.

Z grafu v *Obrázku 87* je zřejmý podobný trend jako v případě torzního kmitání řemenice a setrvačníku. V případě torzní deformace jsou maximální výchylky relativního natočení ještě výraznější.

Maximální hodnoty amplitudy hlavních řádů harmonických složek odpovídají hodnotám v *Tabulce 12*. Dvouuzlové kmitání se v rámci hlavních řádů projeví až ve 12. řádu. Řády 0,5 a 1,5 nemají rezonanční charakter.

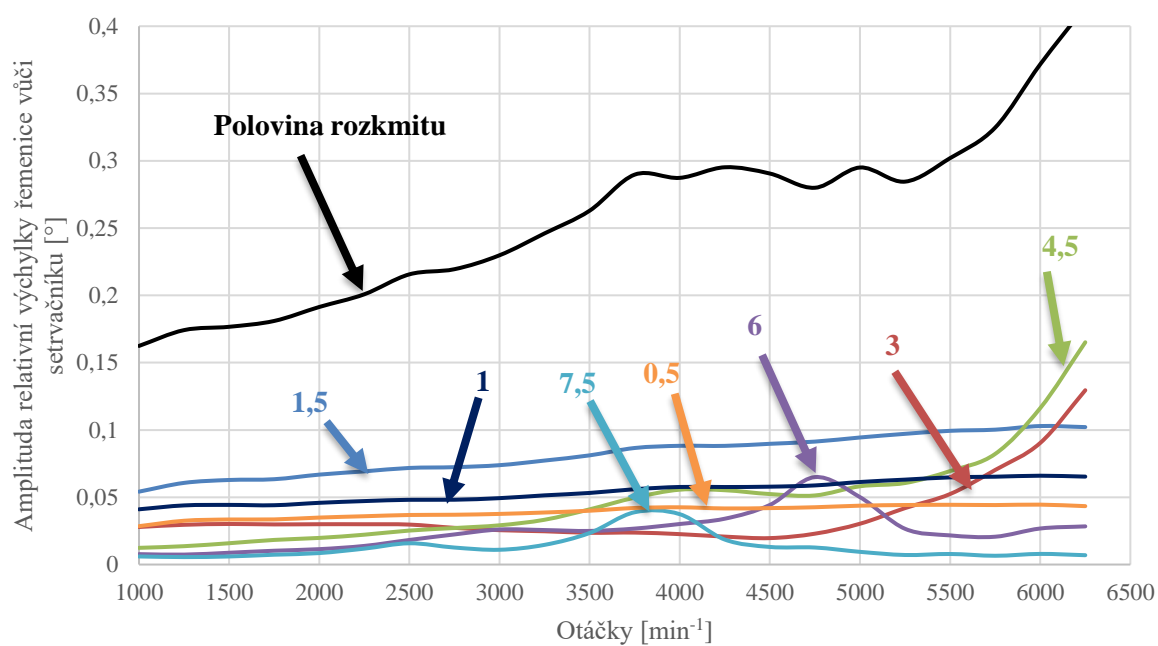


Obr. 88 Torzní deformace momentově vyváženého klikového hřídele tříválcového motoru

U tříválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem platí podobně jako v případech torzního kmitání řemenice a setrvačníku, že maximální amplitudy torzní deformace jsou v rezonančních otáčkách nižší než u čtyřválcového motoru.

I v grafu torzní deformace je viditelný výraznější vliv dvouuzlového kmitání u řádu číslo 6 a 7,5.

Varianta tříválcce se silově vyváženým klikovým hřídelem má hodnoty amplitudy torzní deformace výše než varianta s momentovým vyvážením. Rozdíl je patrný zejména u prvních tří hlavních řádů, kdy u řádů 3 a 4,5 je zřejmý strmý nárůst amplitud ve vyšších otáčkách.



Obr. 89 Torzní deformace silově vyváženého klikového hřídele tríválcového motoru

## 8 POROVNÁNÍ HMOTNOSTI A ZÁSTAVBOVÝCH ROZMĚRŮ

Jak hmotnost, tak i zástavbové rozměry jsou při konstrukci spalovacího motoru zásadními parametry. Příliš vysoká hmotnost může mít z dlouhodobého hlediska negativní vliv na opotřebení podvozkových dílů, pryžových lůžek v uložení motoru nebo i na jízdní vlastnosti vozu. Ve velmi malé míře může hmotnost motoru ovlivnit i spotřebu paliva.

Zástavbové rozměry motoru jsou omezeny konstrukcí karoserie a polohou úchytných bodů motoru. Menší rozměry motoru také usnadňují jeho údržbu, vzhledem k většímu manipulačnímu prostoru. Dalším benefitem menších rozměrů motoru může být jejich využití pro prostor posádky.

### 8.1 POROVNÁNÍ HMOTNOSTI

Aby bylo porovnání relevantní, je všem součástem u obou motorů přiřazován stejný materiál. Dále je velké množství součástí sdílených mezi oběma motory. Jedná se zejména o šrouby, různá čidla a také části příslušenství jako alternátor, kompresor klimatizace, čerpadlo chladicí kapaliny. Díly jako skříň olejového čerpadla, termostat nebo boční kryty jsou ze čtyřválcového upraveny tak, aby je bylo možné připevnit k bloku nebo hlavě motoru.

Z hlediska porovnání obou motorů tak mají dominantní vliv části klikového mechanismu, blok a hlava. V tabulce je uveden tříválcový motor s momentovým vyvážením klikového hřídele.

Tabulka 15 Hmotnosti jednotlivých částí motoru

Součást	Hmotnost [kg]		Procentuální rozdíl [%]
	Čtyřválec	Tříválec	
<b>Pístní skupina (celý motor)*</b>	0,285 (1,14)	0,372 (1,116)	-2,2
<b>Ojniční skupina (celý motor)**</b>	0,403 (1,612)	0,589 (1,767)	+9,6
<b>Klikový hřídel</b>	9,82	11,9	+21,2
<b>Setrvačnick</b>	6,36	7,79	+22,5
<b>Vyvažovací hřídel</b>	-	2,69	-
<b>Blok motoru</b>	16,82	18,17	+8
<b>Hlava motoru</b>	10,84	11,08	+2,2
<b>Kryt hlavy</b>	2,53	2,4	-5,2
<b>Spodní víko</b>	1,98	2,36	+19,1
<b>Sací potrubí</b>	2,36	2,03	-14
<b>Celý motor</b>	<b>93,4</b>	<b>101,1</b>	<b>+8,2</b>

\*Pístní skupina zahrnuje píst, pístní čep, pístní kroužky a pojistky pístního čepu.

\*\*Ojniční skupina zahrnuje ojnice, ojniční šrouby a ložiskové pánve ve velkém oku ojnice.

Z tabulky je na první pohled patrné, že tříválcový motor nedisponuje žádnou součástí, která by byla výrazně lehčí než u čtyřválcové varianty. Co se týká jednotlivých hmotností, tak u tříválcového motoru je v hmotnosti klikového hřídele započítána hmotnost pohonu

vyvažovacího hřídele (0,5 kg), u vyvažovacího hřídele je to kompletní sestava včetně vývažků a šroubu. Hmotnost bloku motoru je uvedena i s vložkami válců.

Varianta se silovým vyvážením má klikový hřídel o hmotnosti 13,5 kg a blok o hmotnosti 17,92 kg. Celková hmotnost je pak 102,4 kg.

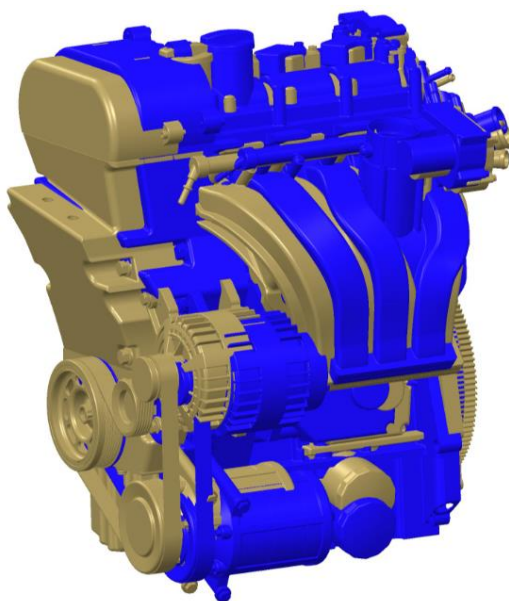
Zvýšená hmotnost klikového hřídele tříválcového motoru je způsobena zejména výrazně hmotnějšími vývažky, vzhledem k většímu poloměru otáčení a šířce ramene klikového hřídele. Dále tříválec z hlediska hmotnosti znevýhodňuje vyvažovací hřídel, který dává 3 kilogramy navíc (i s ozubeným kolem na klikovém hřídeli) oproti čtyřválcí, který vyvažovací hřídel nemá. Použití vyvažovacího hřídele má také vliv na hmotnost bloku, hlavy, krytu hlavy, spodního víka a bočních krytů. Důvodem je rozšíření bloku kvůli zástavbě vyvažovacího hřídele. Nemalý vliv má i vyšší hmotnost setrvačníku, který z principu musí být hmotnější.

Ostatní díly jsou, jak již bylo zmíněno dříve, modelovány zjednodušeně. Tudiž zejména u bloku a hlavy je velký prostor pro odběr materiálu a zdokonalení.

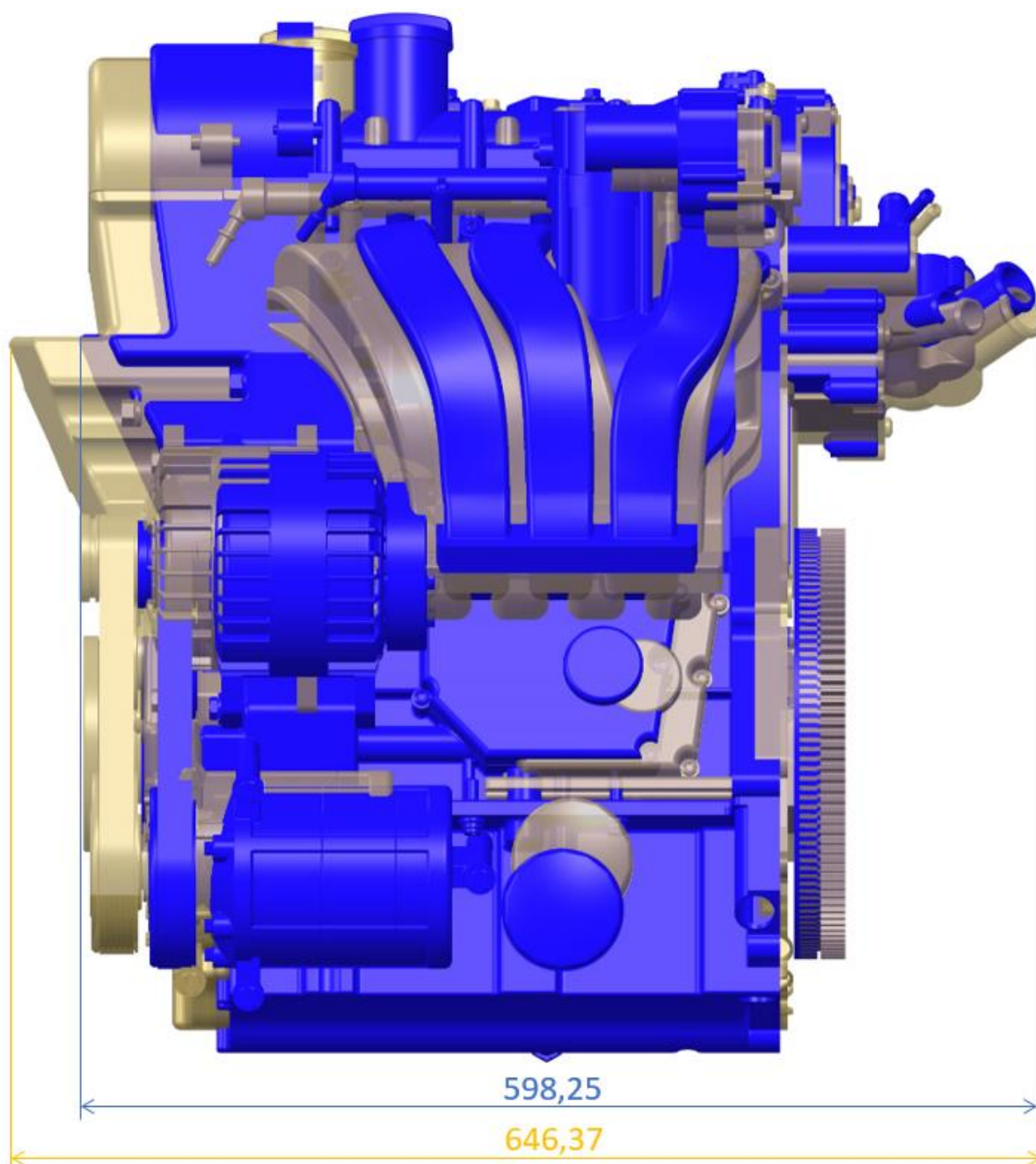
Další zásadní okolností, která má na hmotnost vliv, jsou omezení při návrhu tříválcového motoru vzhledem k porovnatelnosti obou motorů. Tím, že je nutné dodržovat poměr mezi průměrem a šířkou ložiska a zároveň stejný měrný tlak působící na ložisko, jsou rozměry ložisek v podstatě pevně dané a není je možné měnit. Také z tohoto důvodu jsou protizávaží klikového hřídele tříválcového motoru tak hmotná.

## 8.2 POROVNÁNÍ ZÁSTAVBOVÝCH ROZMĚRŮ

Pro porovnání zástavbových rozměrů byla v Creo Parametric 2.0 vytvořena sestava obou motorů. Společnou výchozí plochou je vnější strana příruby pro setrvačník. Dále mají oba motory společnou osu otáčení klikového hřídele a rovnoběžné osy válců. Zástavbové rozměry jsou porovnávány tak, jak je motor uložen.



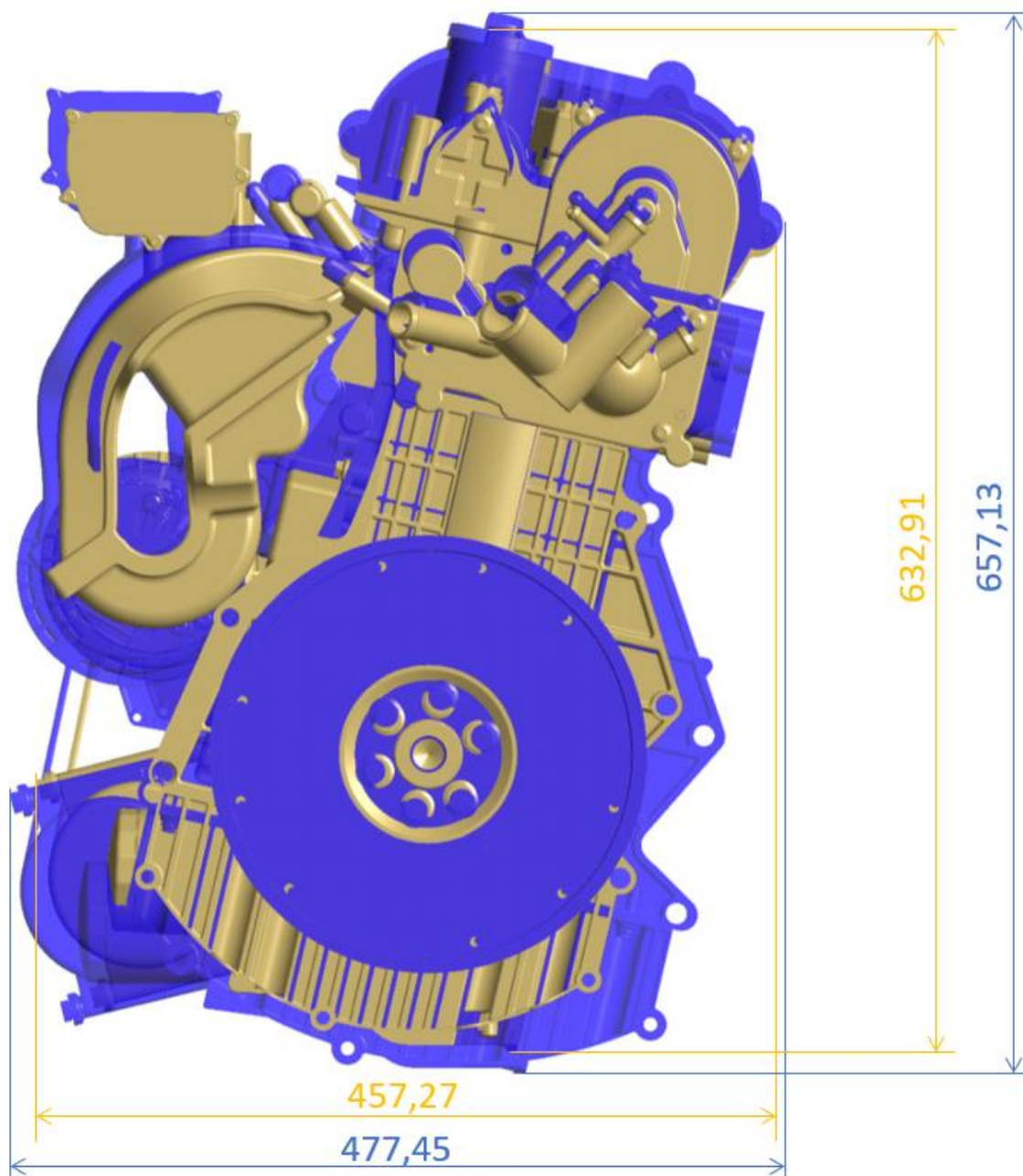
*Obr. 90 Sestava obou motorů pro porovnání zástavbových rozměrů*



*Obr. 91 Porovnání délky obou motorů*

Z porovnání délky vychází lépe tříválcový motor téměř o 50 milimetrů. Hlavním důvodem tohoto rozdílu je samozřejmě počet válců. Nicméně tento rozdíl by mohl být i větší, dokonce více než 80 milimetrů. Důvodem je nešťastná poloha olejového čerpadla u tříválcového motoru, která je stejná jako u čtyřválců z důvodu porovnatelnosti. Tím pádem musel být přední konec klikového hřídele prodloužen kvůli ozubenému kolu pohonu vyvažovacího hřídele.





Obr. 92 Porovnání šířky a výšky obou motorů

Z obrázku je patrné, že tříválcový motor je širší než čtyřválcový o více než 20 milimetrů. Důvodem je nutnost zástavby vyvažovacího hřídele a větší vnější poloměr vývažků klikového hřídele. V tomto případě nelze šířku tříválcového motoru, respektive vnější poloměr vývažků klikového hřídele příliš změnit vzhledem k omezením uvedeným v *Kapitole 7.1*.

Ve výšce je rozdíl téměř 25 milimetrů v neprospěch tříválce. Tříválcový motor je vyšší z důvodu většího zdvihu, delší ojnice, a stejně jako v případě šířky motoru i poloměru otáčení klikového hřídele.



## ZÁVĚR

Diplomová práce rešeršně zpracovává tříválcové a čtyřválcové soudobé nebo donedávna vyráběné motory. Jsou tu uvedeny jak motory, s jejichž vývojem se začalo v nedávné minulosti, tak motory jejichž historie sahá do minulého století a postupným vylepšováním je můžeme vidět v současné podobě. Podstatnou informací pro tuto diplomovou práci je rozdíl mezi hmotnostmi po sobě jdoucích generací motorů Toyota 2NR-FKE a M15A, kde je tříválcový motor M15A pouze o 1,5 kg lehčí. Z toho lze předpokládat, že tříválec porovnávaný v této práci se čtyřválcem není o mnoho výhodnější z hlediska hmotnosti.

Další částí je koncepční a konstrukční návrh obou motorů. V koncepčním návrhu jsou stanoveny základní rozměry válcové jednotky, které jsou ve stejném poměru zdvihu k vrtání. Konstrukční návrh čtyřválcového motoru je vypracován na základě skutečného motoru Škoda. Z rozměrů klikového hřídele čtyřválcce jsou následně určeny rozměry klikového hřídele tříválcové varianty. Ze základního analytického návrhu, který je vypracován v programu Mathcad 15, vyplývá, že klikový hřídel tříválcového motoru má vzhledem k poloze těžiště druhého zalomení celkový průmět větší o 49 %. To znamená, že lze očekávat výrazně vyšší třecí ztráty na hlavních ložiscích a také vyšší zatížení ložisek.

Pro oba motory jsou následně vytvořeny MKP a MBS modely jejich klikových hřídelů. Výsledky MBS simulací potvrzují výše zmíněný předpoklad o podstatně vyšších třecích ztrátách. Z toho důvodu je vypracován další model klikového hřídele s menšími rozměry hlavních ložisek.

Z analýzy torzního kmitání je zřejmá předpokládaná vyšší nerovnoměrnost chodu tříválcového motoru. Dále je také viditelné, že amplitudy maximálních hodnot pro nerovnoměrnost chodu a torzní deformace jsou u tříválcce nižší, na což mohou mít vliv větší rozměry ložisek i hmotnější vývažky. Výsledky nerovnoměrnosti chodu i torzní deformace také ukazují vliv rozměrů ložisek na hodnoty jednouzlového a dvouuzlového kmitání, kdy u momentově vyváženého klikového hřídele s většími hlavními ložisky oproti silově vyvážené variantě jsou rezonanční otáčky nižší.

Z porovnání hmotnosti vychází výrazně lépe čtyřválcový motor. Tříválec je principiálně znevýhodněn přidanou hmotností téměř 4,5 kilogramu tvořenou sestavou vyvažovacího hřídele a setrvačníku. Ostatní díly tříválcce tento rozdíl nekompensují, naopak jej prohlubují. Je ovšem vhodné podotknout, že u tříválcové varianty je větší prostor pro další odběr materiálu u bloku a hlavy motoru. Tím by se hmotnostní rozdíl mezi oběma motory mohl snížit.

Zástavbové rozměry jsou ovlivněny zejména konstrukcí klikového mechanismu. Zásadní vliv na výšku a šířku motoru má vnější poloměr vývažků klikového hřídele, kdy se zvětšující se šířkou ramene kliky můžeme tento poloměr zmenšovat. Při stejném stupni vnitřního vyvážení ovšem může růst hmotnost. Vzhledem k tomu, že rozteč válců je pevně dána, tak zvětšovat šířku kliky lze pouze redukcí šířky ložiska.

Další postup by mohl spočívat ve vypracování termodynamického modelu tříválcového motoru pro zjištění jeho spalovacích tlaků. Simulovaná indikace pro tříválcový motor by mohla mít větší vliv na výsledky všech analýz. K reálnějším výsledkům by také prospělo použití pružného bloku motoru. S nejnovější verzí FEV Virtual Engine by také bylo možné zahrnutí elastohydrodynamických ložisek, díky kterému by bylo možné porovnat oba motory v různých

režimech mazání ložisek. Zajímavé by bylo i ekonomické zhodnocení obou pohonných jednotek z hlediska výrobních nákladů.

Závěrem je nutné zdůraznit, že tříválcový motor má pro jednoduchost stejné spalovací tlaky jako čtyřválec, tudíž výsledky torzního kmitání a torzní deformace by se po simulaci indikovaných tlaků tříválce mohly výrazněji lišit. Stejně tak vzhledem k tuhému bloku nedochází k deformacím ložiskových vík, kvůli čemuž je nutné brát výsledky simulací pouze orientačně.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Mazda Car Specs. *UltimateSPECS* [online]. 2018 [cit. 2018-06-28]. Dostupné z: <https://www.ultimatespecs.com/car-specs/Mazda-models>
- [2] 1.5 Skyactiv-G: Mazda PY-VPS & PY-VP (RS) engines. *AustralianCar.Reviews* [online]. Austrálie: International Automotive Media Online [cit. 2018-06-28]. Dostupné z: <http://australiancar.reviews/SkyActivG-P5-engine.php>
- [3] MX-5 Skyactiv-G engines. *Roadster.Blog* [online]. 2015 [cit. 2018-06-28]. Dostupné z: <http://www.roadster.blog/2015/02/mx-5-skyactiv-g-engines.html>
- [4] SKYACTIV TECHNOLOGY. *Mazda* [online]. Hirošima: Mazda [cit. 2018-06-28]. Dostupné z: <http://www.mazda.com/en/innovation/technology/skyactiv/skyactiv-g>
- [5] COLEMAN, Dave. *What's all this Skyactiv nonsense anyway?* Hirošima. Dostupné také z: <http://altairenlighten.com/wp-content/uploads/2016/03/Mazda-Skyactive-lightweight.pdf>
- [6] Toyota NZ series engines. *Toyota-Club.net* [online]. Rusko: Toyota-Club, 2013 [cit. 2018-07-02]. Dostupné z: [http://toyota-club.net/files/faq/05-07-10\\_faq\\_nz\\_eng.htm](http://toyota-club.net/files/faq/05-07-10_faq_nz_eng.htm)
- [7] 1NZ-FXE Toyota engine. *AustralianCar.Reviews* [online]. Austrálie: International Automotive Media Online [cit. 2018-07-02]. Dostupné z: <http://australiancar.reviews/1NZ-FXE-engine.php>
- [8] Toyota NR series engines. *Toyota-Club.net* [online]. Rusko: Toyota-Club, 2016 [cit. 2018-07-02]. Dostupné z: [http://toyota-club.net/files/faq/13-01-01\\_faq\\_nr-engine\\_eng.htm#1NR-FE](http://toyota-club.net/files/faq/13-01-01_faq_nr-engine_eng.htm#1NR-FE)
- [9] New Toyota Corolla Comes With High-efficiency 1.5L Engine. *XTECH* [online]. Tokyo: Nikkei Business Publications, 2015 [cit. 2018-07-02]. Dostupné z: [http://tech.nikkeibp.co.jp/dm/english/NEWS\\_EN/20150408/413141/](http://tech.nikkeibp.co.jp/dm/english/NEWS_EN/20150408/413141/)
- [10] VOKÁČ, Luděk. I Evropa má legendární motory. Fiat FIRE slaví 30 let. *Auto.idnes.cz* [online]. Praha: MAFRA, 2015 [cit. 2018-09-09]. Dostupné z: [https://auto.idnes.cz/motor-fiat-fire-30-let-0rc-/automoto.aspx?c=A150226\\_204835\\_automoto\\_vok](https://auto.idnes.cz/motor-fiat-fire-30-let-0rc-/automoto.aspx?c=A150226_204835_automoto_vok)
- [11] *Fiat Punto: Fiat Punto Training Outline*. Turín, 2004. Dostupné také z: <https://www.manualslib.com/manual/1136856/Fiat-Punto-2004.html#manual>
- [12] *Fiat Ritmo Course Outline*. Turín, 2006. Dostupné také z: <https://www.fiat-lancia.org.rs/Manuals/NuovaBravo/Fiat-Bravo-Training-Manual.pdf>
- [13] *Fiat Ritmo (Bravo) Engine 1.4 Tjet*. Turín, 2007. Dostupné také z: [https://www.fiat-lancia.org.rs/Manuals/Fiat/Nuova\\_Bravo/Fiat\\_NuovaBravo\\_1.4TjetEngine.pdf](https://www.fiat-lancia.org.rs/Manuals/Fiat/Nuova_Bravo/Fiat_NuovaBravo_1.4TjetEngine.pdf)
- [14] BERNARD, Lucio, Andrea FERRARI, Damiano MICELLI, Aldo PEROTTO, Rinaldo RINOLFI a Francesco VATTANEO. Electro-hydraulic valve control with multi-air

- technology. *MTZ worldwide* [online]. 2009, **70**(12), 4-10 [cit. 2018-09-09]. DOI: 10.1007/BF03226988. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/BF03226988>
- [15] SAJDL, Jan. TwinAir (MultiAir). *Autolexicon.net* [online]. Autolexicon, c2018 [cit. 2018-09-09]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/flat-multiair/>
- [16] Brand New Auto Parts Conrod Connecting Rod OEM 46743870 for Fire Fire1.3/1.4 8/16. In: *Made-in-China-com* [online]. Chongqing [cit. 2018-09-09]. Dostupné z: <https://wholesea.en.made-in-china.com/product/cjSmMHIDCRVP/China-Brand-New-Auto-Parts-Conrod-Connecting-Rod-OEM-46743870-for-Fire-Fire1-3-1-4-8-16.html>
- [17] GM 1.4 Liter I4 Ecotec LDD Engine. *GM Authority* [online]. Saint Clair: LSX V8 ENGINES, LOVE & REVERENCE, c2018 [cit. 2018-10-05]. Dostupné z: <http://gmauthority.com/blog/gm/gm-engines/ldd/>
- [18] Vauxhall / Opel Adam, Astra, Corsa & Meriva 1.4 16v ( A14XER ) Set of 4 Pistons. In: *Lymm Engine Components* [online]. Warrington: Lymm Engine Components, c2018 [cit. 2018-10-05]. Dostupné z: <http://www.lymmengineparts.co.uk/vauxhall-opel-adam-astra-corsa-meriva-1-4-16v-a14xer-set-of-4-pistons>
- [19] PIEST KOLBENSCHMIDT 41007600. In: *Comco* [online]. Trnava: Comco, c2018 [cit. 2018-10-05]. Dostupné z: <https://www.comco.sk/piest-kolbenschmidt-41007600-p2931784>
- [20] BIAŁY, Michał a Marcin SZLACHETKA. Crank-piston model of internal combustion engine using CAD/CAM/CAE in the MSC Adams. *APPLIED COMPUTER SCIENCE* [online]. 2017, **13**(1), 51-60 [cit. 2018-10-05]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/318653206\\_Crank-piston\\_model\\_of\\_internal\\_combustion\\_engine\\_using\\_CADCAMCAE\\_in\\_the\\_MSC\\_Adams](https://www.researchgate.net/publication/318653206_Crank-piston_model_of_internal_combustion_engine_using_CADCAMCAE_in_the_MSC_Adams)
- [21] SPORLEDER, Jan, Matthias ALT a Thomas JOHNNEN. The Efficient Gasoline Engines in the New Opel Astra K. *MTZ worldwide* [online]. 2016, **77**(2), 28-33 [cit. 2018-10-05]. DOI: 10.1007/s38313-015-0092-9. ISSN 2192-9114. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s38313-015-0092-9>
- [22] GM 1.4-Liter I4 Ecotec LV7 Engine. *GM Authority* [online]. Saint Clair: LSX V8 ENGINES, LOVE & REVERENCE, c2018 [cit. 2018-10-05]. Dostupné z: <http://gmauthority.com/blog/gm/gm-engines/lv7/>
- [23] VOKÁČ, Luděk. Nová Toyota Yaris je menší, ale dospělejší. Prozkoumali jsme ji. *IDNES.cz* [online]. Praha: MAFRA, 2019 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: [https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/toyota-yaris-4-generace-svetova-premiera.A191015\\_222352\\_automoto\\_vok](https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/toyota-yaris-4-generace-svetova-premiera.A191015_222352_automoto_vok)
- [24] Toyota engines review. *Toyota-Club.net* [online]. Rusko, c2003-2020 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: [https://toyota-club.net/files/faq/03-08-16\\_engine\\_eng.htm](https://toyota-club.net/files/faq/03-08-16_engine_eng.htm)

- [25] Toyota's New Model Yaris Makes World Premiere. *Toyota* [online]. Tojoda: Toyota Motor Corporation, 2019 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://global.toyota/en/newsroom/toyota/29933748.html>
- [26] Toyota engines - Dynamic Force series (R4). *Toyota-Club.net* [online]. Rusko, c2018-2020 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: [https://toyota-club.net/files/faq/18-03-20\\_faq\\_df\\_r4\\_eng.htm](https://toyota-club.net/files/faq/18-03-20_faq_df_r4_eng.htm)
- [27] Dynamic Force Engine. In: *Youtube* [online]. Tojoda: Toyota Motor Corporation, 2016 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=cWHq-Qr903g>
- [28] Technical data: fluids & capacities. *Toyota-Club.net* [online]. Rusko, c2019 [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: [https://toyota-club.net/files/techdata/ttx/yaris\\_210j.htm](https://toyota-club.net/files/techdata/ttx/yaris_210j.htm)
- [29] B38 type BMW engine three-cylinder. In: *DRIVE* [online]. 2016 [cit. 2018-10-16]. Dostupné z: <https://drive-my.com/en/social/photos/item/14321-b38-type-bmw-enginethree-cylinder/group/82-bmw-group-news.html>
- [30] Technical training. Product information. I12 Powertrain. Munich, 2013.
- [31] THE NEW BMW THREE- AND FOUR-CYLINDER GASOLINE ENGINES. *MTZ worldwide* [online]. 2014, **75**(6), 14-21 [cit. 2018-10-16]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-bmw-three-and-four-cylinder-gasolineengines/6116966?searchBackButton=true&abEvent=detailLink>
- [32] Valvetronic. *Autolexikon.net* [online]. [cit. 2018-10-16]. Dostupné z: <http://www.autolexikon.net/cs/articles/valvetronic>
- [33] THERMODYNAMICS OF THE BMW THREE-CYLINDER ENGINE. *MTZ worldwide* [online]. 2013, **74**(5), 4-9 [cit. 2018-10-16]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/thermodynamics-of-the-bmw-three-cylinderengine/6116640?searchBackButton=true&abEvent=detailLink#pay-wall>
- [34] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1 díl. Druhé vydání. Praha: STNLStátní nakladatelství technické literatury, 1962. L123-B3-IV-41/2490.
- [35] SKÁCEL, Jan, Přemysl KUCHAR a Pavel HLAVÁČEK. *Analýza klikových hřídelí*. Hrubá Skála, 2004. Dostupné také z: <https://adoc.tips/analyzy-klikovych-hideli.html>
- [36] NOVOTNÝ, Pavel. Pružná tělesa v MBS: Studijní podklady k předmětu QMO. Brno, 2016.
- [37] VETIŠKA, Jan. *Analýza stability řezného procesu obráběcího stroje vzhledem k samobuzenému knitání*. Brno, 2012. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automatizace a informatiky. Vedoucí práce Tomáš Březina.
- [38] Official Toyota & Lexus Future Powertrain/Product Discussion. *Lexus Enthusiast* [online]. 2018 [cit. 2020-05-19]. Dostupné z: <https://lexusenthusiast.com/forums/threads/official-toyota-lexus-future-powertrain-product-discussion.4260/page-27>

- [39] *Naftové motory čtyřdobé: určeno pro vývojové a projekční pracovníky, konstruktéry naftových motorů i technický dorost vysokých i vyšších technických škol*. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1964. Rada strojírenské literatury.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

BMW		Bayerische Motoren Werke
CAD		Computer-Aided Design
DLC		Diamond Like Carbon
DOHC		Double Over Head Camshaft
FIRE		Fully Integrated Robotized Engine
LPG		Liquified Petroleum Gas
MBS		Multibody Simulation
MKP		Metoda konečných prvků
MPI		Multi Point Injection
PVD		Physical Vapour Deposition
SAE		Society of Automotive Engineers
VVT-i		Variable Valve Timing with intelligence
VVT-iE		Variable Valve Timing – intelligent by Electric motor
$a$	[mm]	Vzdálenost mezi osami sousedních válců
$a_{pist}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení pístu
$b$	[mm]	Vzdálenost mezi krajními vývažky
$b_1$	[mm]	Šířka ojnicního ložiska
$b_2$	[mm]	Šířka hlavního ložiska
$d_1$	[mm]	Průměr ojnicního čepu
$d_2$	[mm]	Průměr hlavního čepu
$D$	[mm]	Vrtání motoru
$D_1$	[mm]	Vrtání čtyřválcového motoru
$D_2$	[mm]	Vrtání tříválcového motoru
$D_{xz}$	[kg·mm <sup>2</sup> ]	Deviační moment v rovině xz

$F_{cc}$	[N]	Výsledná síla působící na pístní skupinu
$F_{oc}$	[N]	Celková síla působící na střed ojničního čepu
$F_{OCmax}$	[N]	Maximální celková síla působící na ojniční ložisko
$F_{odstrediva\_celkova}$	[N]	Celková hodnota odstředivé síly zalomení klikového hřídele
$F_{oj}$	[N]	Síla působící v ose ojnice
$F_p$	[N]	Síla od tlaku plynů
$F_r$	[N]	Setrvačná síla rotujících částí
$F_{ro}$	[N]	Setrvačná síla rotující části ojnice
$F_{rr}$	[N]	Radiální síla působící na střed ojničního čepu
$F_{rrc}$	[N]	Celková síla působící na střed ojničního čepu v radiálním směru
$F_{SROC}$	[N]	Odstředivá síla rotační části ojnice
$F_{sI}$	[N]	Setrvačná síla posuvných částí prvního řádu
$F_{sII}$	[N]	Setrvačná síla posuvných částí druhého řádu
$F_{S\_pp}$	[N]	Setrvačná síla posuvných částí
$F_{tt}$	[N]	Tečná síla působící na střed ojničního čepu
$F_{zal}$	[N]	Odstředivá síla jednoho zalomení klikového hřídele
$l_{oj}$	[mm]	Délka ojnice
$l_t$	[mm]	Vzdálenost mezi těžištěm a středem velkého oka ojnice
$m$	[-]	Počet modálních tvarů
$m_{oj}$	[kg]	Hmotnost ojnice
$m_p$	[kg]	Hmotnost posuvných částí
$m_{pist\_skup}$	[kg]	Hmotnost pístní skupiny



$m_r$	[kg]	Hmotnost rotujících částí
$m_{zal}$	[kg]	Hmotnost jednoho zalomení klikového hřídele
$m_1$	[kg]	Redukovaná hmotnost posuvných částí
$m_2$	[kg]	Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice
$M_r$	[N·mm]	Moment setrvačných sil rotujících částí
$M_{rv}$	[N·mm]	Moment působící proti momentu setrvačných sil rotujících částí
$M_{sI}$	[N·mm]	Moment setrvačných sil posuvných částí prvního řádu
$M_{sII}$	[N·mm]	Moment setrvačných sil posuvných částí druhého řádu
$M_t$	[N·mm]	Třecí moment
$M_I$	[N·mm]	Výsledný moment setrvačných sil posuvných částí prvního řádu
$M_{II}$	[N·mm]	Výsledný moment setrvačných sil posuvných částí druhého řádu
$n_{1rez}$	[min <sup>-1</sup> ]	Rezonanční otáčky jednouzlového kmitání
$n_{2rez}$	[min <sup>-1</sup> ]	Rezonanční otáčky dvouuzlového kmitání
$N_1$	[Hz]	Vlastní frekvence jednouzlového kmitání
$N_2$	[Hz]	Vlastní frekvence dvouuzlového kmitání
$p$	[Pa]	Okamžitá hodnota tlaku ve spalovacím prostoru
$p_0$	[Pa]	Tlak v klikové skřini pod pístem
$P_t$	[W]	Ztrátový výkon
$q$	[-]	Modální souřadnice
$r$	[mm]	Vnější poloměr vývažku klikového hřídele
$r_{HL2max}$	[N·mm <sup>-2</sup> ]	Maximální měrný tlak působící na průmět druhého hlavního ložiska
$r_{OLmax}$	[N·mm <sup>-2</sup> ]	Maximální měrný tlak působící na průmět ojnicního ložiska

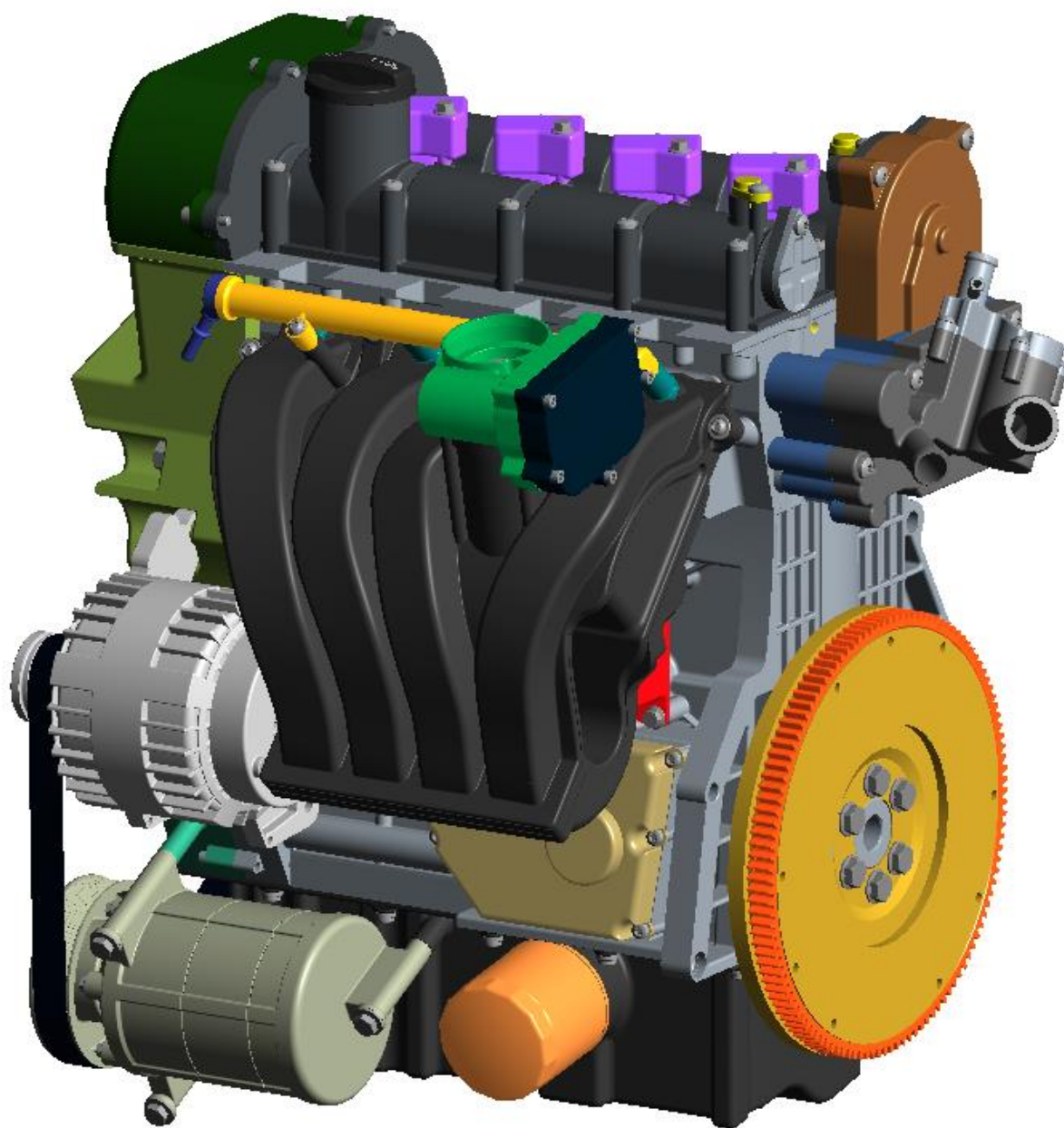
$r_v$	[mm]	Poloměr vývažku
$r_{zal}$	[mm]	Vzdálenost těžiště zalomení klikového hřídele od osy otáčení
$R_{Fc}$	[N]	Celková reakční síla
$R_{Fc2max}$	[N]	Maximální celková reakční síla ve druhém hlavním ložisku
$R_{Fn}$	[N]	Normálová reakční síla
$R_{Ft}$	[N]	Tečná reakční síla
$S_1$	[mm <sup>2</sup> ]	Průmět ojnicního ložiska
$S_2$	[mm <sup>2</sup> ]	Průmět hlavního ložiska
$u$	[-]	Statický tvar funkce
$Z_1$	[mm]	Zdvih čtyřválcového motoru
$Z_2$	[mm]	Zdvih tříválcového motoru
$\alpha$	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
$\beta$	[°]	Sklon ojnice vůči ose válce
$\kappa$	[-]	Řád harmonické složky
$\lambda$	[-]	Klikový poměr
$\varphi$	[-]	Modální tvar funkce
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost klikového hřídele

## SEZNAM PŘÍLOH

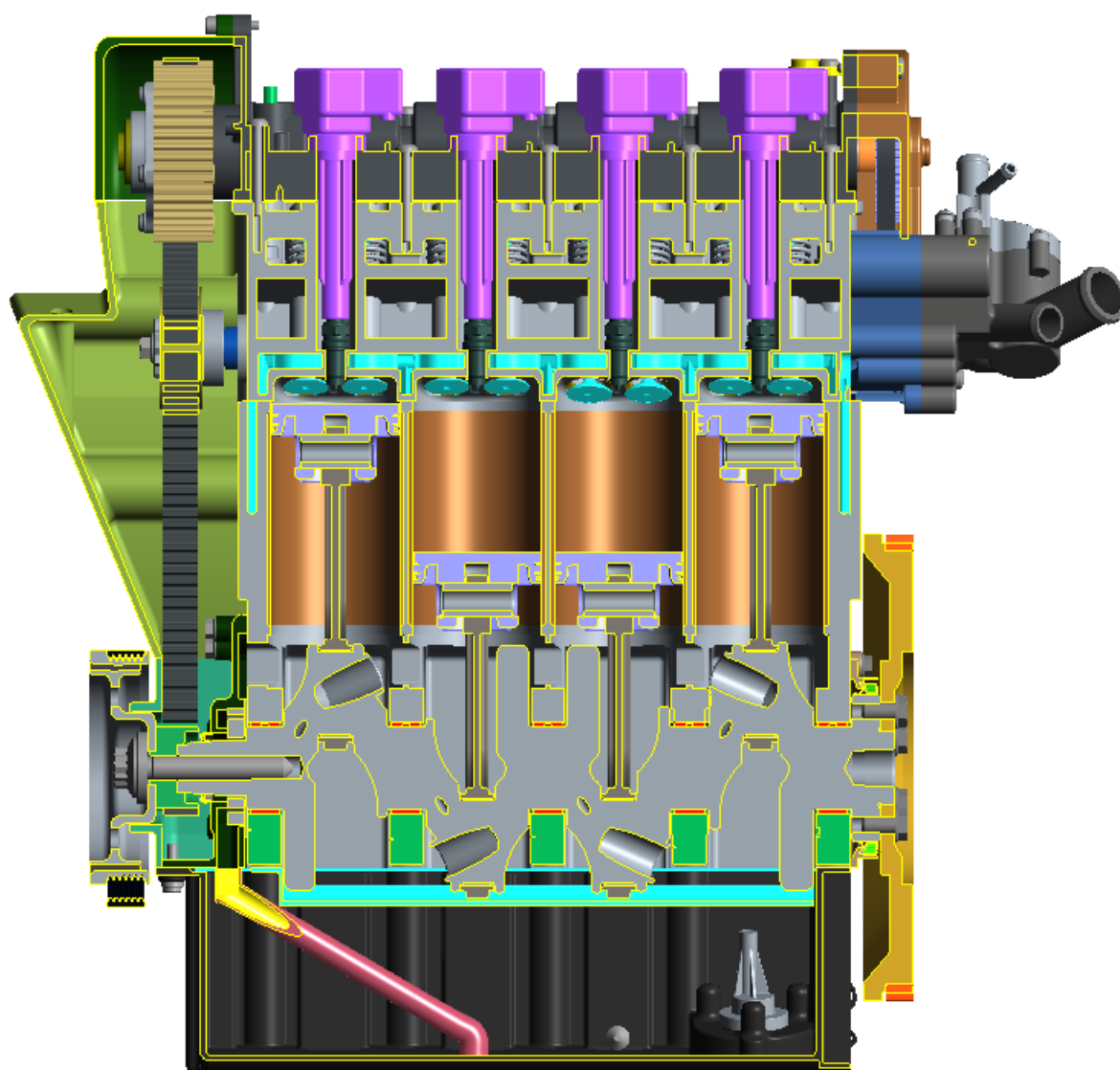
Příloha 1 – Grafická příloha čtyřválcového motoru.....	I
Příloha 2 – Grafická příloha tříválcového motoru.....	VI
Příloha 3 – Určení měrného tlaku působícího na ložiska čtyřválcového motoru.....	XI
Příloha 4 – Určení měrného tlaku působícího na ložiska tříválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem.....	XXIII
Příloha 5 – Určení měrného tlaku působícího na ložiska tříválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem.....	XXXV
Příloha 6 – Zjednodušený rozklad reakčních sil hlavních ložisek tříválcového motoru....	XLVI
Příloha 7 – Porovnání silového zatížení momentově a silově vyváženého klikového hřídele tříválcového motoru.....	XLVII
Příloha 8 – Polární diagramy.....	LI
Příloha 9 – Porovnání měrného tlaku z analytického výpočtu a MBS simulace.....	LXI



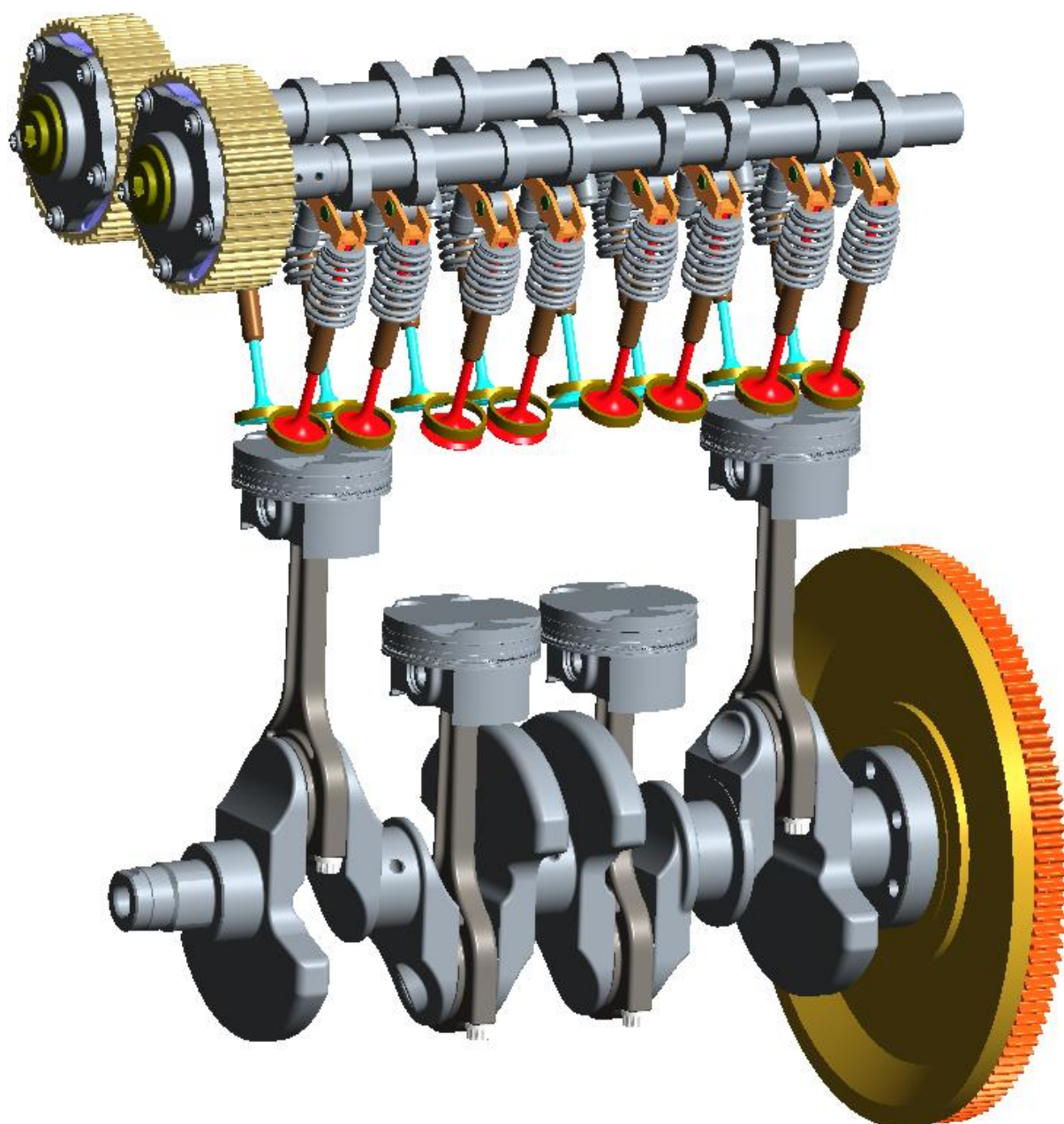
## PŘÍLOHA 1 – GRAFICKÁ PŘÍLOHA ČTYŘVÁLCOVÉHO MOTORU



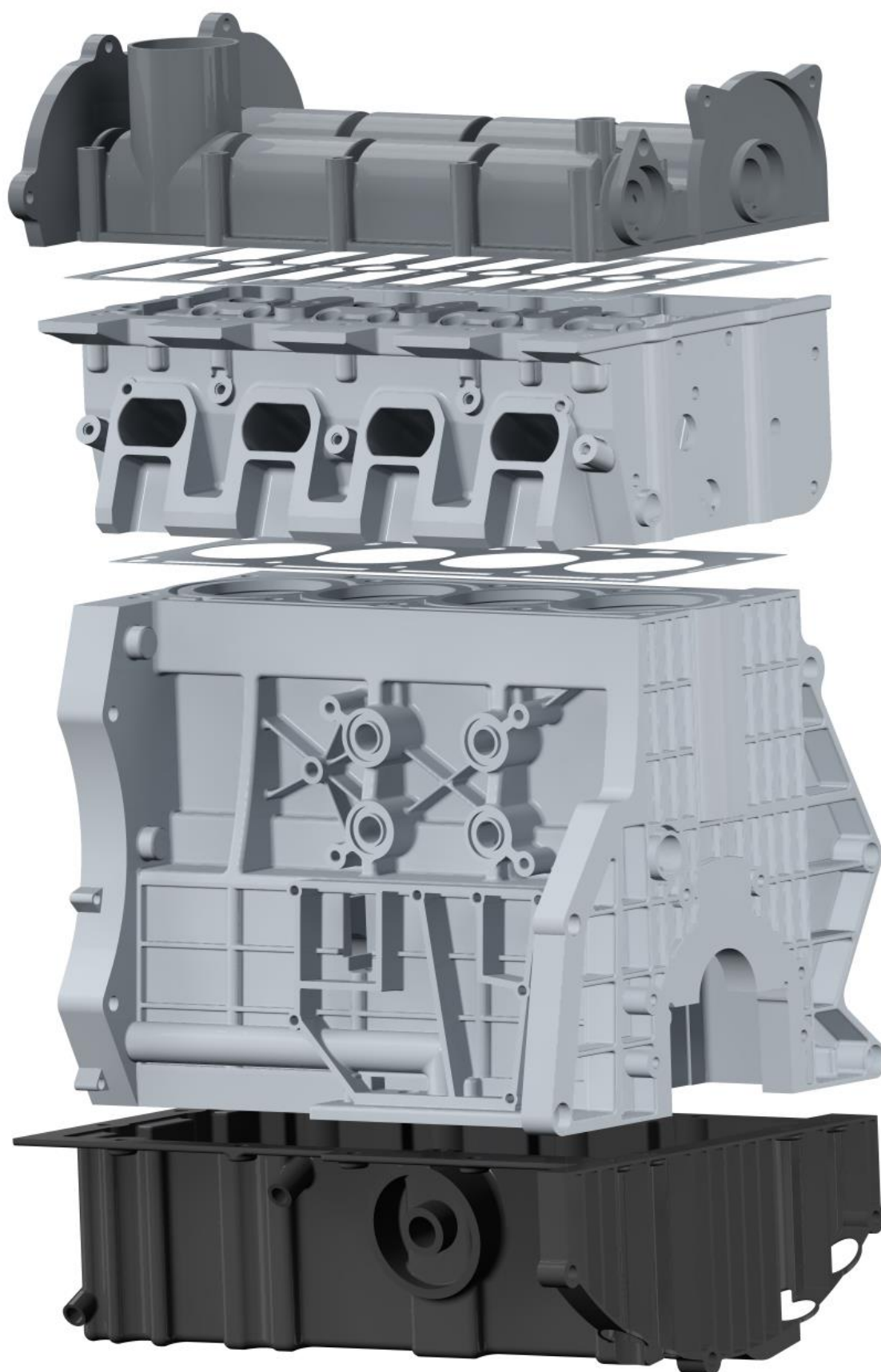
*Obr. P1 3D pohled na kompletní sestavu čtyřválcového motoru*



*Obr. P2 Čtyřválcový motor v řezu*

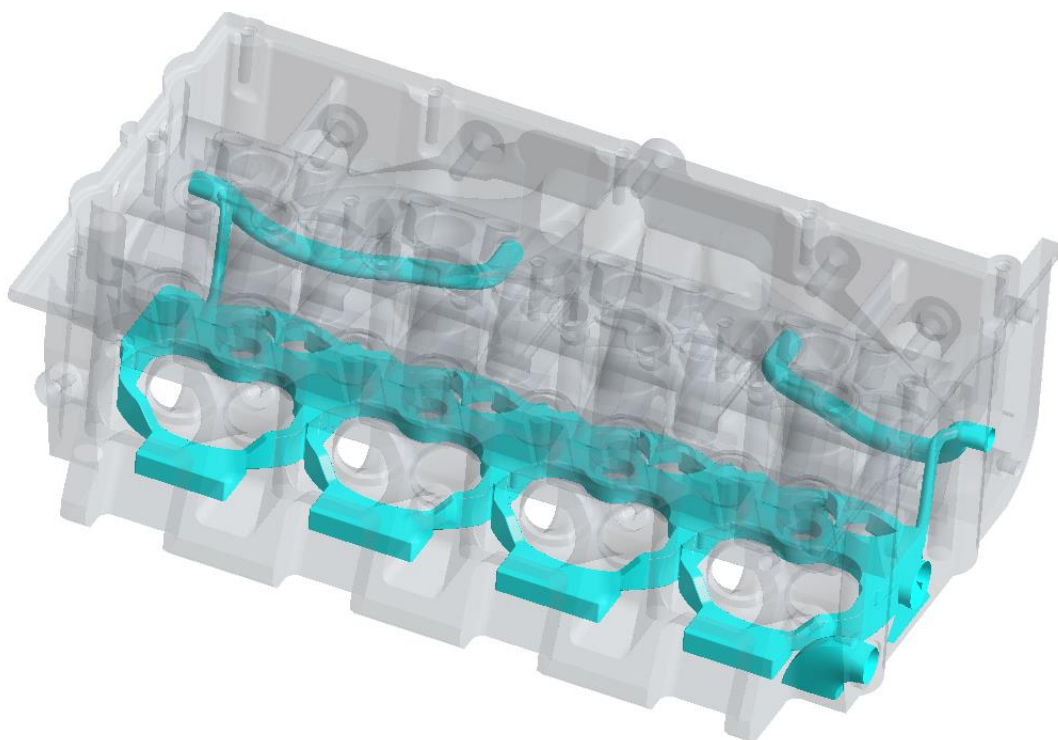


*Obr. P3 Klikový a rozvodový mechanismus čtyřválcového motoru*

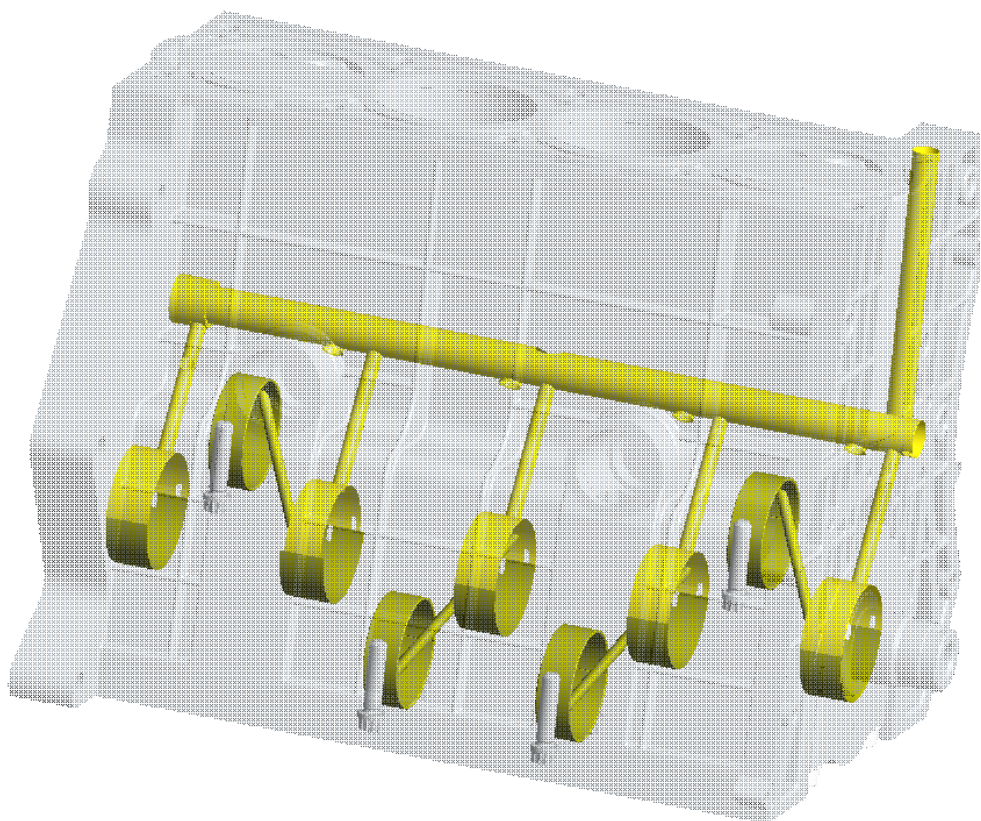


*Obr. P4 Hlavní pevné části čtyřválcového motoru v rozloženém stavu*



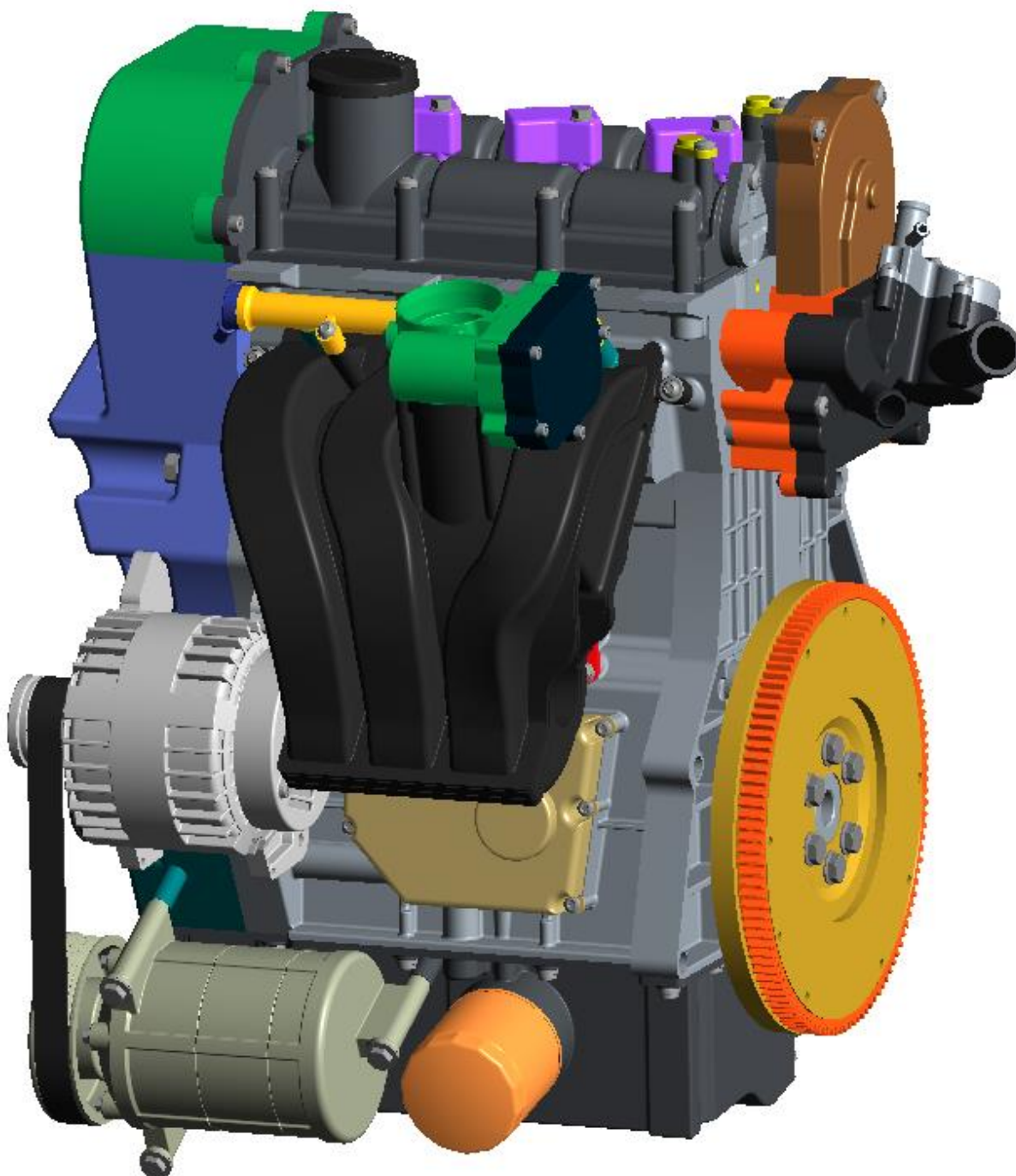


*Obr. P5 Zjednodušené znázornění chlazení hlavy čtyřválcového motoru*

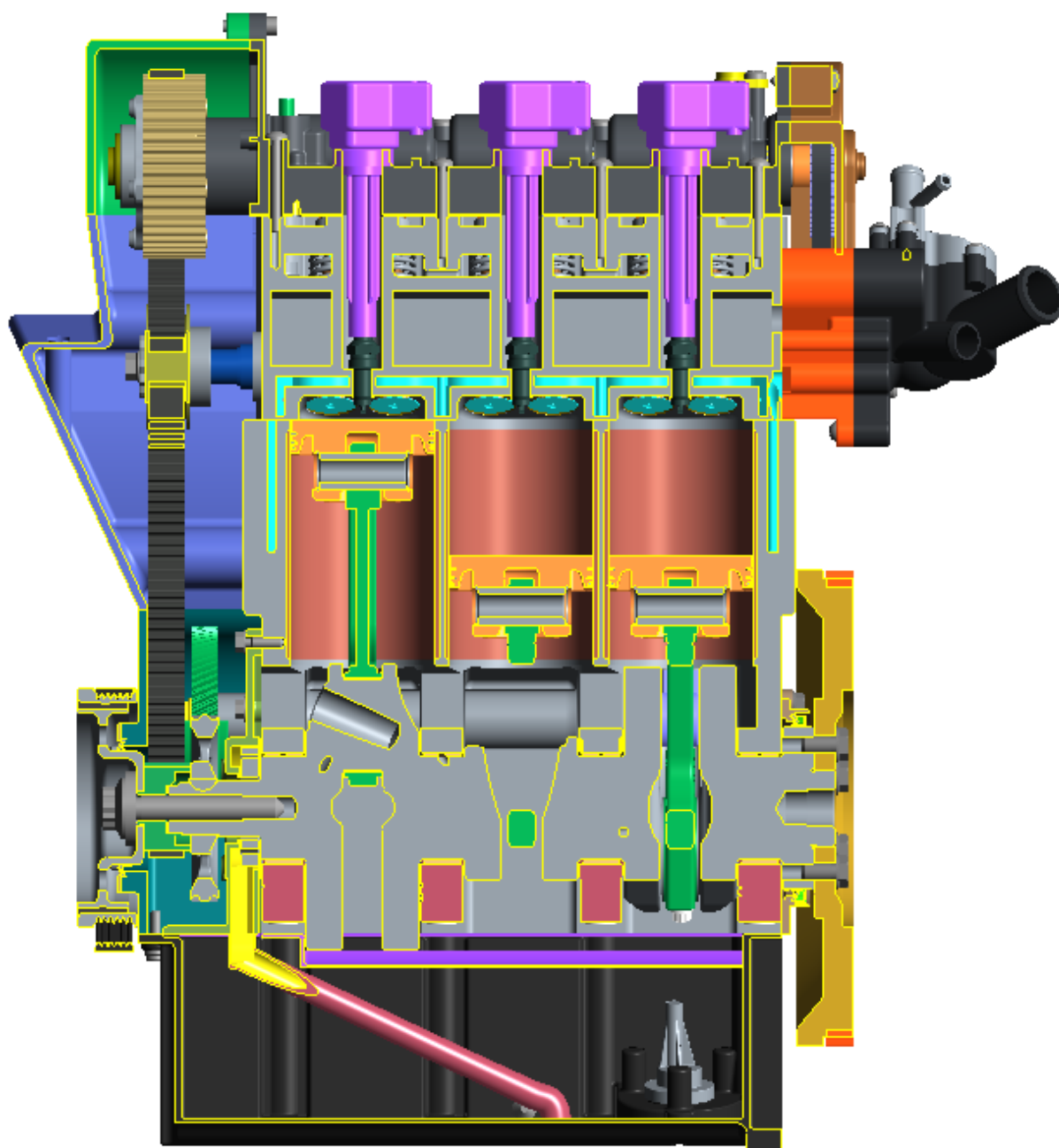


*Obr. P6 Mazání hlavních a ojnicích ložisek čtyřválcového motoru*

## PŘÍLOHA 2 – GRAFICKÁ PŘÍLOHA TŘÍVÁLCOVÉHO MOTORU

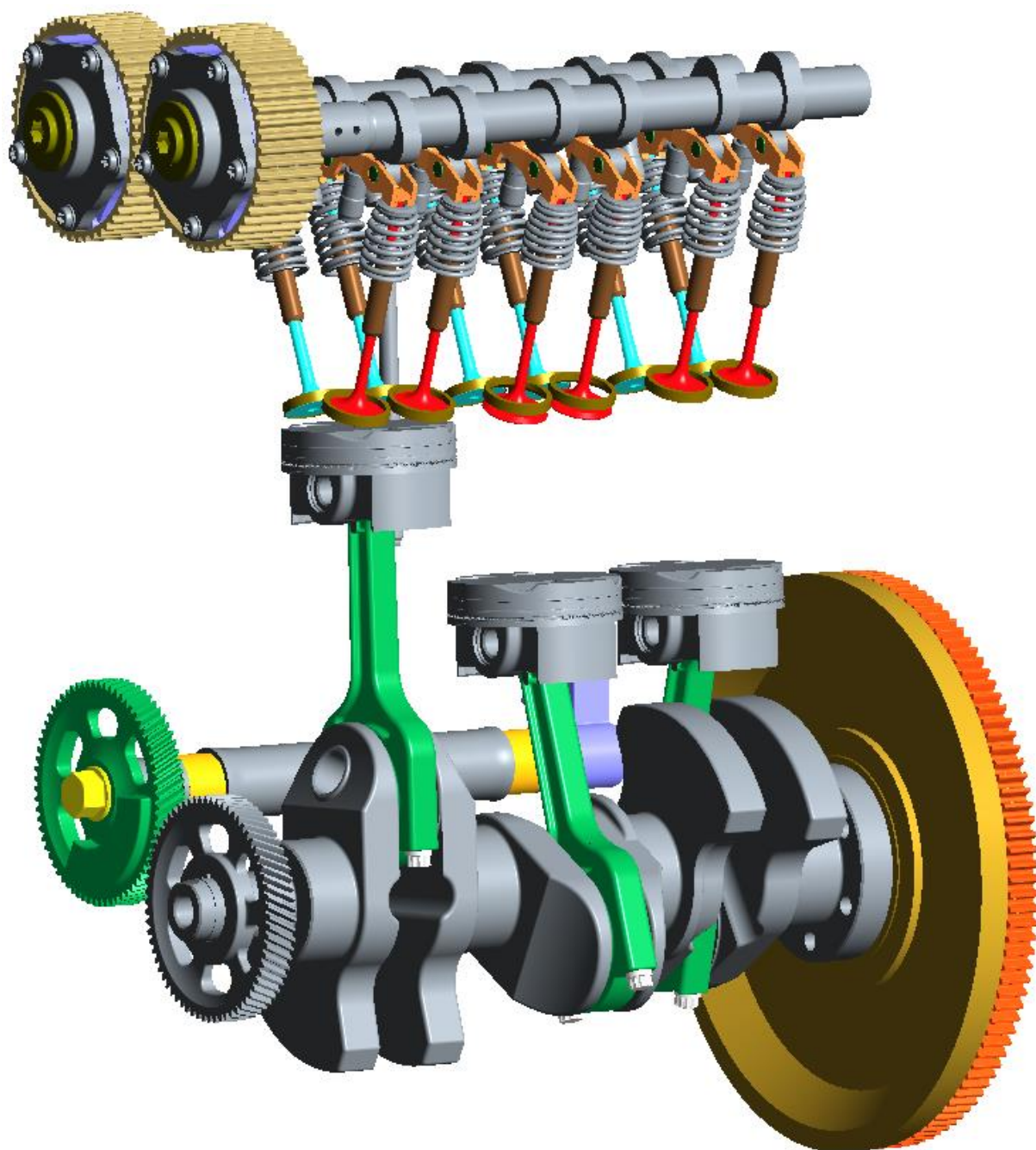


*Obr. P7 3D pohled na kompletní sestavu tříválcového motoru*

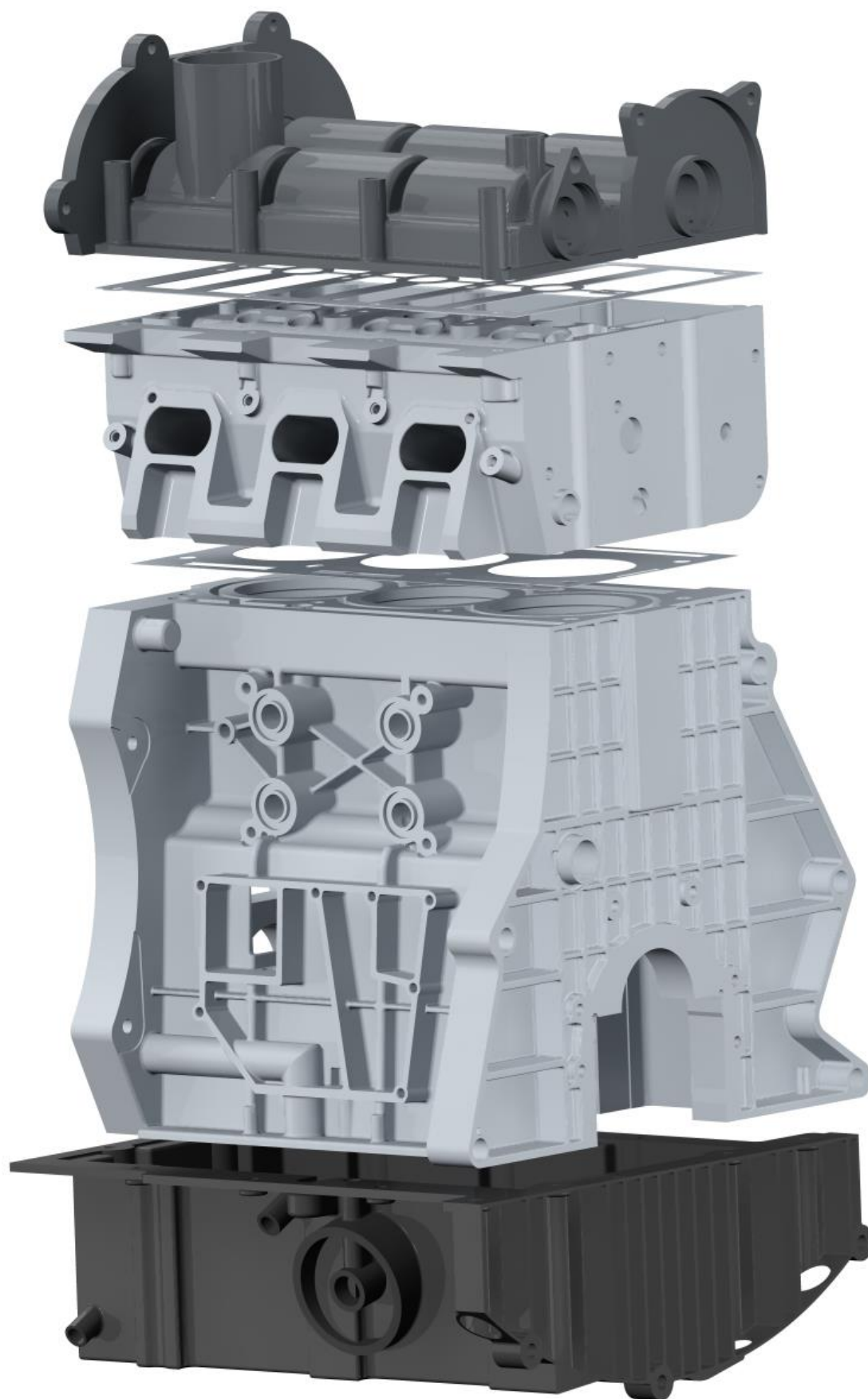


*Obr. P8 Tříválcový motor v řezu*

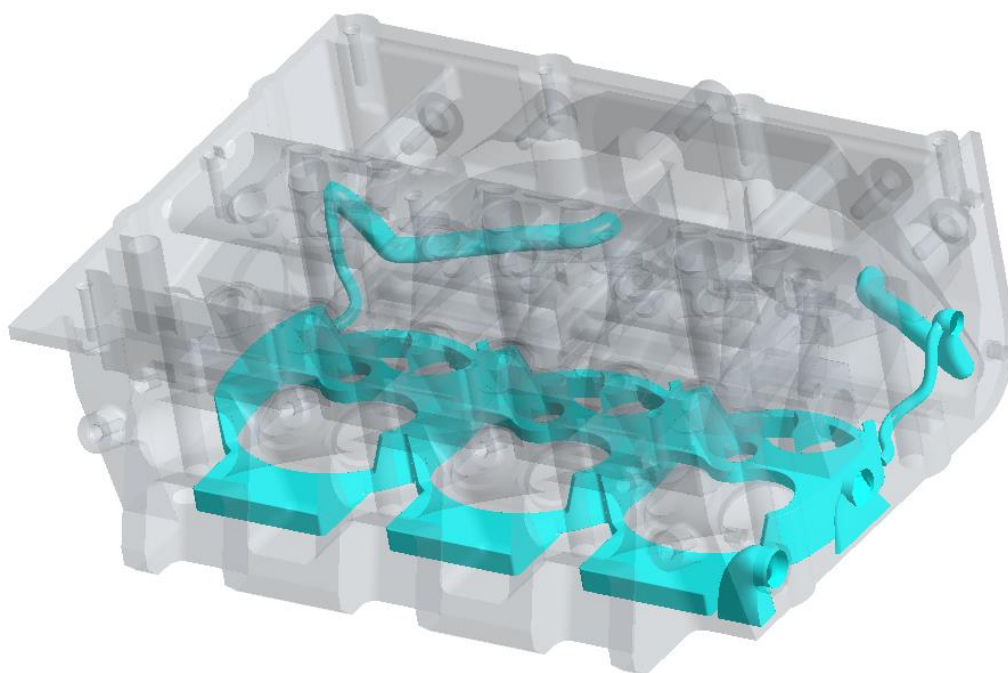




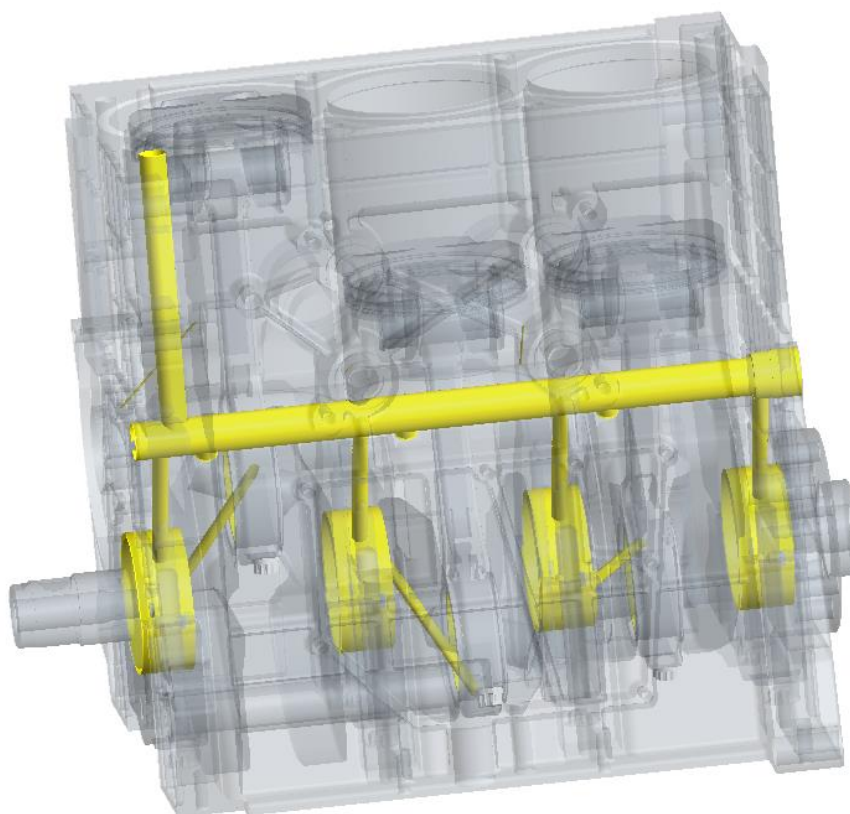
*Obr. P9 Klikový mechanismus s vyvažovacím hřídelem a rozvodový mechanismus*



*Obr. P10 Hlavní pevné části tříválcového motoru v rozloženém stavu*



*Obr. P11 Zjednodušené znázornění chlazení hlavy čtyřválcového motoru*



*Obr. P12 Mazání ložisek tříválcového motoru*

## PŘÍLOHA 3 – URČENÍ MĚRNÉHO TLAKU PŮSOBÍCÍHO NA LOŽISKA ČTYŘVÁLCOVÉHO MOTORU

### 1 Základní parametry motoru

Zdvihový objem:		$V := 1497.8 \text{ cm}^3$
Počet válců:		$i := 4$
Pořadí zapalování:		1 - 3 - 4 - 2
Vrtání:		$D := 74.5 \cdot \text{mm}$
Zdvih:		$Z := 85.9 \cdot \text{mm}$
Poloměr kliky:	$r := \frac{Z}{2}$	$r = 42.95 \cdot \text{mm}$
Otáčky maximálního točivého momentu:		$n_{\max} := 3750 \cdot \text{min}^{-1}$
Úhlová rychlost klikového hřídele při maximálních otáčkách:	$\omega_{\max} := n_{\max} 2\pi$	$\omega_{\max} = 392.699 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
Délka ojnice:		$l = 140 \cdot \text{mm}$
Klikový poměr:	$\lambda := \frac{r}{l}$	$\lambda = 0.307$

### 2 Tlaky ve válcích

Počet kroků:	$j := 0..719$
--------------	---------------

Úhel natočení klikového hřídele:

$\alpha =$		0	
	0	0	
	1	1	
	2	...	

deg

Indikovaný tlak v 1. válci:

$$p_1 =$$

	0
0	0.108
1	0.107
2	0.107
3	...

MPa

Indikovaný tlak ve 2. válci:

$$p_2 =$$

	0
0	0.119
1	0.119
2	0.12
3	...

MPa

Indikovaný tlak ve 3. válci:

$$p_3 =$$

	0
0	0.463
1	0.457
2	0.45
3	...

MPa

Indikovaný tlak ve 4.válci:

$$p_4 =$$

	0
0	3.181
1	3.318
2	3.473
3	...

MPa

## 2.1 Další parametry

Úhel odklonu ojnice v prvním a čtvrtém válci:

$$\beta := \text{asin}(\lambda \cdot \sin(\alpha))$$

Úhel odklonu ojnice ve druhém a třetím válci:

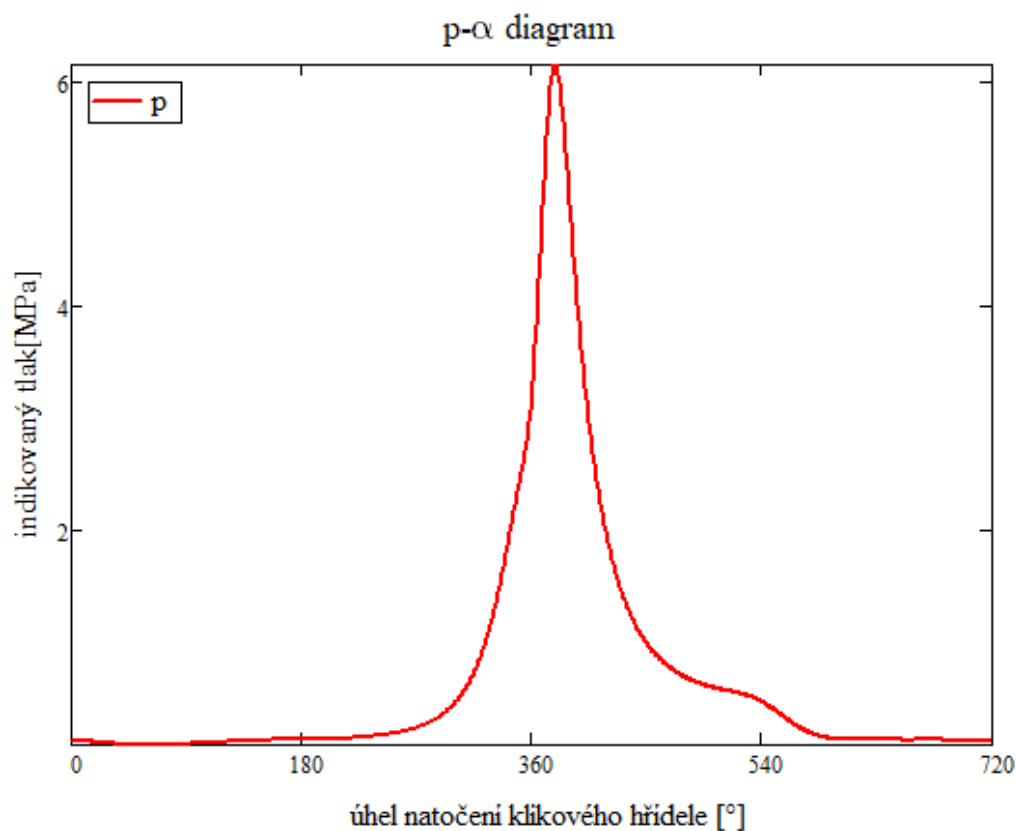
$$\beta_{23} := \text{asin}(\lambda \cdot \sin(\alpha + \pi))$$

Atmosférický tlak:

$$p_{\text{atm}} := 101.325 \cdot \text{kPa}$$



## 2.2 p-α diagram



## 3 Rozbor setrvačných sil

### 3.1 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů

Vzdálenost těžiště od středu  
velkého oka ojnice:

$$l_t := 35.478 \cdot \text{mm}$$

Hmotnost ojnice:

$$m_{oj} := 0.403 \cdot \text{kg}$$

Hmotnost posuvné části ojnice:  $m_1 := m_{oj} \cdot \frac{l_t}{l}$

$$m_1 = 0.102 \cdot \text{kg}$$

Hmotnost rotující části ojnice:  $m_2 := m_{oj} - m_1$

$$m_2 = 0.301 \cdot \text{kg}$$

### 3.2 Setrvačné síly rotujících částí

Odstředivá síla rotující části ojnice:

$$F_{SROC} := m_2 \cdot r \cdot \omega_{\max}^2$$

$$F_{SROC} = 1.993 \cdot \text{kN}$$

Hmotnost zalomení:

$$m_{\text{zal}} := 1.835 \cdot \text{kg}$$

Vzdálenost těžiště od osy otáčení:

$$r_{\text{zal}} := 0.3993 \cdot \text{mm}$$

Odstředivá síla zalomení:

$$F_{\text{zal}} := m_{\text{zal}} \cdot r_{\text{zal}} \cdot \omega_{\max}^2$$

$$F_{\text{zal}} = 0.113 \cdot \text{kN}$$

Výsledná odstředivá síla zalomení:

$$F_{\text{odstrediva\_vysledna}} := F_{SROC} - F_{\text{zal}}$$

$$F_{\text{odstrediva\_vysledna}} = 1.88 \cdot \text{kN}$$

### 3.3 Setrvačné síly posuvných částí

Hmotnost pístní skupiny:

$$m_{\text{pist\_skup}} := 0.283 \cdot \text{kg}$$

Hmotnost posuvných částí:

$$m_{\text{pos}} := m_{\text{pist\_skup}} + m_1$$

$$m_{\text{pos}} = 0.388 \cdot \text{kg}$$

Zrychlení pístu:

$$a_{\text{pist},j} := r \cdot \omega_{\max}^2 \cdot (\cos(\alpha_j) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_j))$$

Setrvačná síla posuvných částí:

$$F_{S\_pp,j} := -(m_{\text{pist\_skup}} + m_{\text{ojnice\_posuv}}) \cdot a_{\text{pist},j}$$

## 4 Celková síla působící na ojniční čep

Síla od tlaku plynů:

$$F_p := \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot (p_1 \cdot \text{bar} - p_{\text{atm}})$$

Celková síla působící na pístní skupinu:

$$F_{cc} := F_p + F_{S\_pp}$$

Výsledná síla působící v ose ojnice:

$$F_{oj} := \frac{F_{cc}}{\cos(\beta)}$$

Tečná složka výsledné síly:

$$F_{tt,j} := F_{oj,j} \cdot \sin(\alpha_j + \beta_j)$$

Radiální složka výsledné síly:

$$F_{rr,j} := (F_{oj,j}) \cdot \cos(\alpha_j + \beta_j)$$

Setrvačná síla rotující části  
ojnice:

$$F_{ro} := (-m_2) \cdot r \cdot \omega_{\max}^2$$

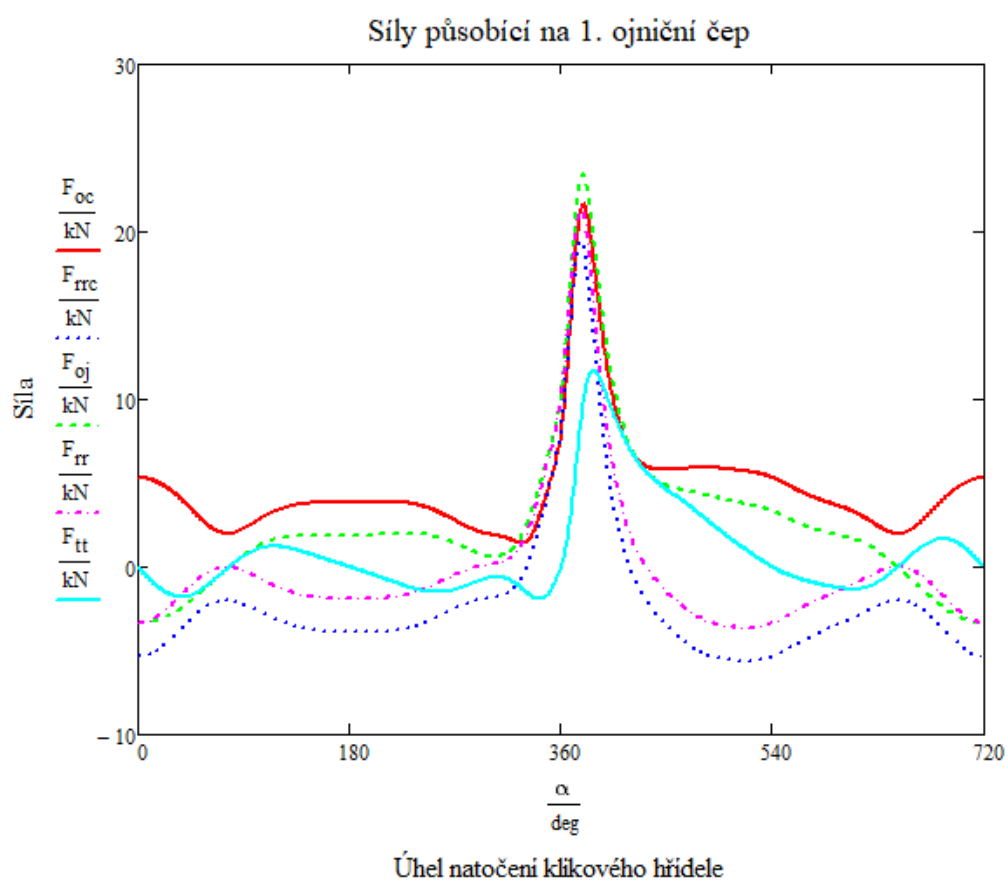
$$F_{ro} = -1.993 \text{ kN}$$

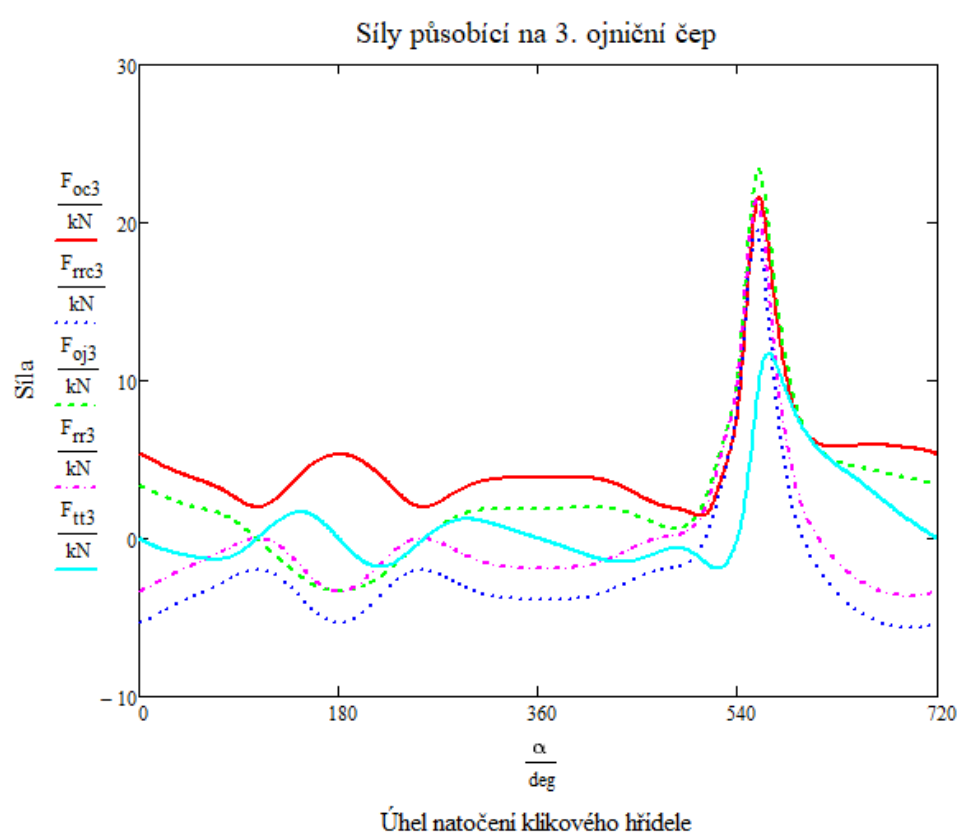
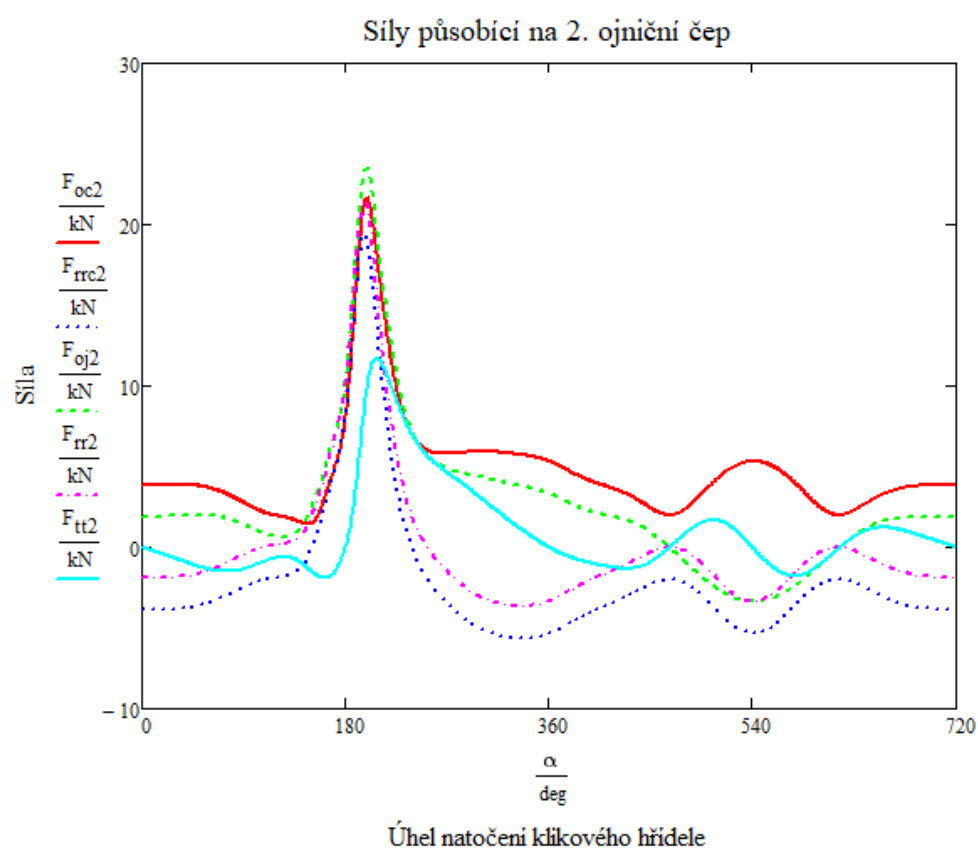
Celková radiální síla:

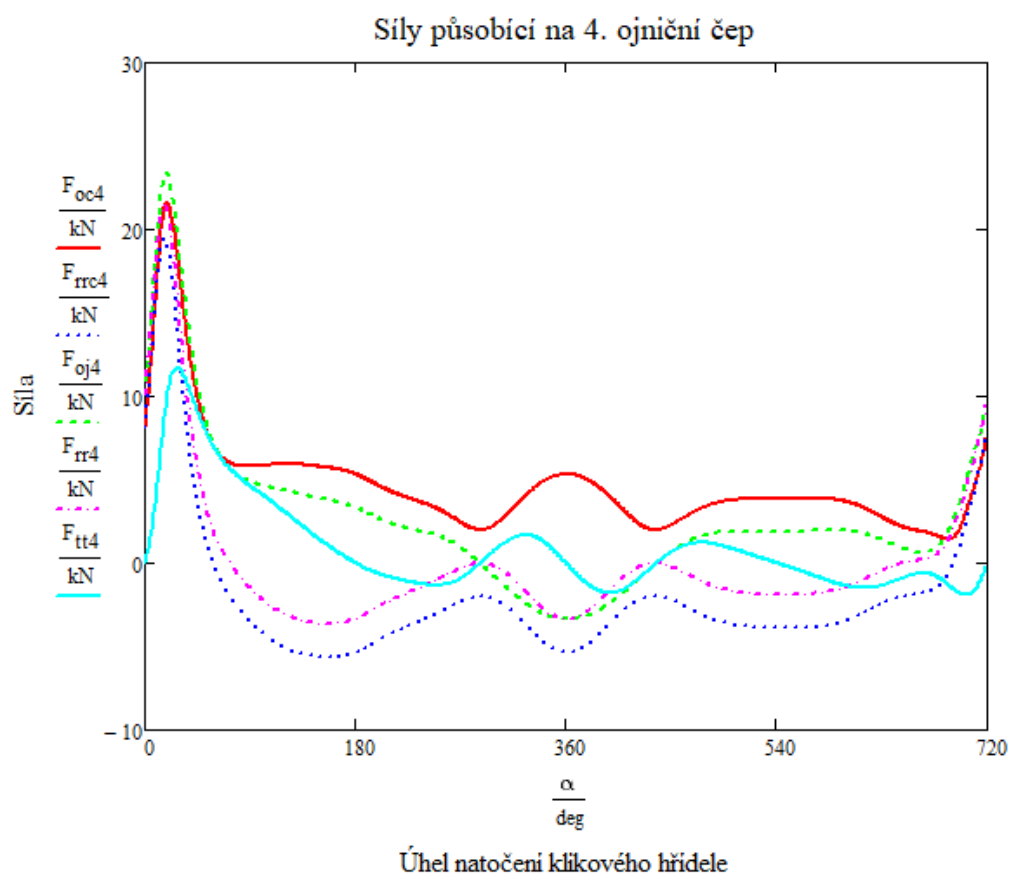
$$F_{rrc_j} := F_{rr_j} + F_{rc}$$

Celková síla:

$$F_{oc} := \sqrt{F_{rrc}^2 + F_{tt}^2}$$







## 5 Reakční síly působící na hlavní čep

Radiální síla na zalomení:  $F_{hcrj} := F_{rrj} + F_{odstrediva\_vysledna}$

Tečná síla na zalomení:  $F_{hctj} := F_{ttj}$

Normálová složka reakční síly na 1. hlavním čepu:  $R_{Fnj} := -\frac{F_{hcr1j}}{2}$

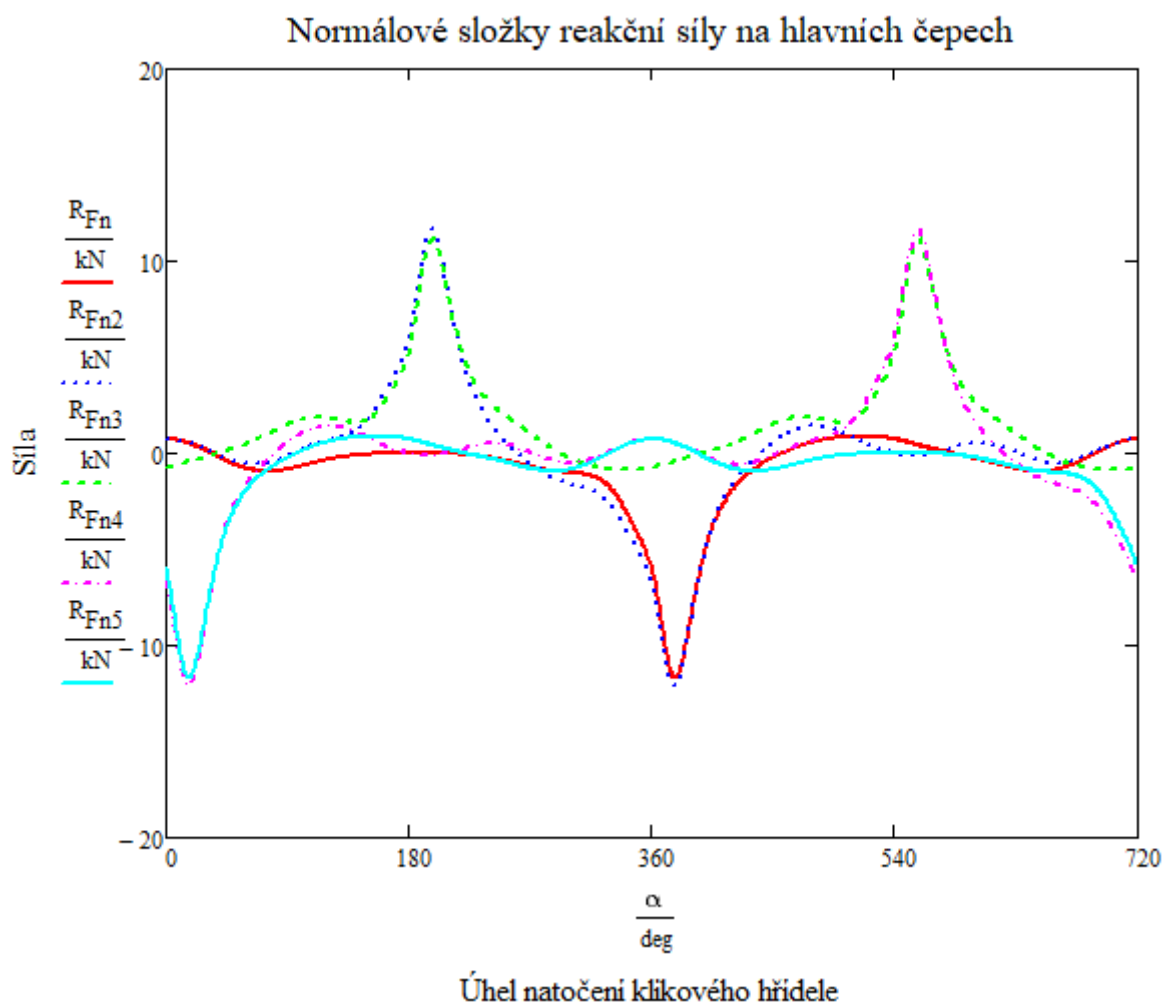
Normálová složka reakční síly na 2. hlavním čepu:  $R_{Fn2j} := -\left(\frac{F_{hcr1j}}{2} - \frac{F_{hcr2j}}{2}\right)$

Normálová složka reakční síly na 3. hlavním čepu:  $R_{Fn3j} := -\left(\frac{-F_{hcr2j}}{2} + \frac{-F_{hcr3j}}{2}\right)$

Normálová složka reakční síly na 4. hlavním čepu:  $R_{Fn4j} := -\left(\frac{F_{hcr4j}}{2} - \frac{F_{hcr3j}}{2}\right)$

Normálová složka reakční síly  
na 5. hlavním čepu:

$$R_{Fn5j} := -\frac{F_{hcr4j}}{2}$$



Tečná složka reakční síly na 1.  
hlavním čepu:

$$R_{Ft1j} := -\frac{F_{hct1j}}{2}$$

Tečná složka reakční síly na 2.  
hlavním čepu:

$$R_{Ft2j} := -\left(\frac{F_{hct1j}}{2} - \frac{F_{hct2j}}{2}\right)$$

Tečná složka reakční síly na 3.  
hlavním čepu:

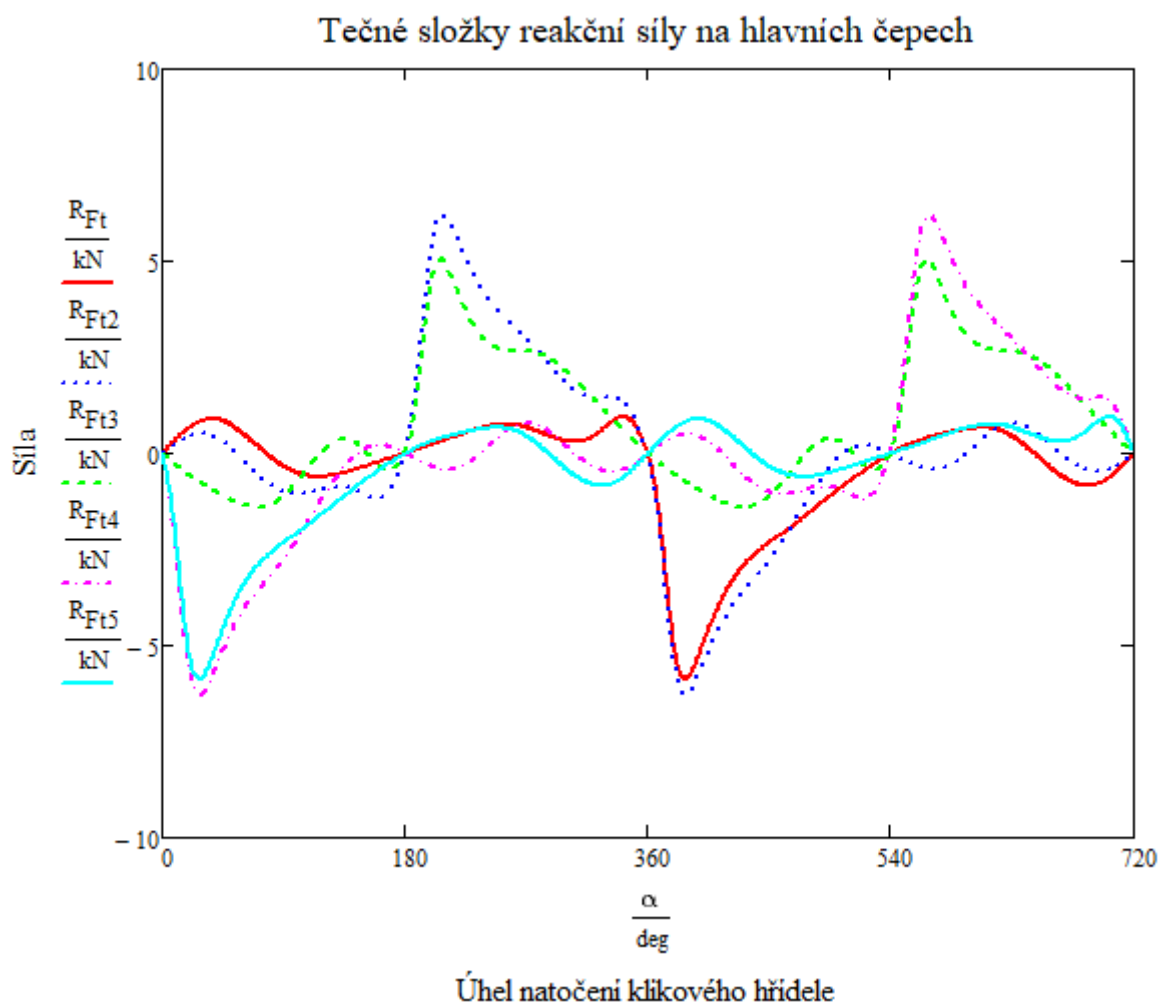
$$R_{Ft3j} := -\left[\frac{(-F_{hct2j})}{2} + \frac{(-F_{hct3j})}{2}\right]$$

Tečná složka reakční síly na 4. hlavním čepu:

$$R_{Ft4,j} := - \left( \frac{F_{hct4,j}}{2} - \frac{F_{hct3,j}}{2} \right)$$

Tečná složka reakční síly na 5. hlavním čepu:

$$R_{Ft5,j} := - \frac{F_{tt4,j}}{2}$$



Celková reakční síla působící na 1. hlavní ložisko:

$$R_{Fc} := \sqrt{R_{Fn}^2 + R_{Ft}^2}$$

Celková reakční síla působící na 2. hlavní ložisko:

$$R_{Fc2} := \sqrt{R_{Fn2}^2 + R_{Ft2}^2}$$

Celková reakční síla působící na 3. hlavní ložisko:

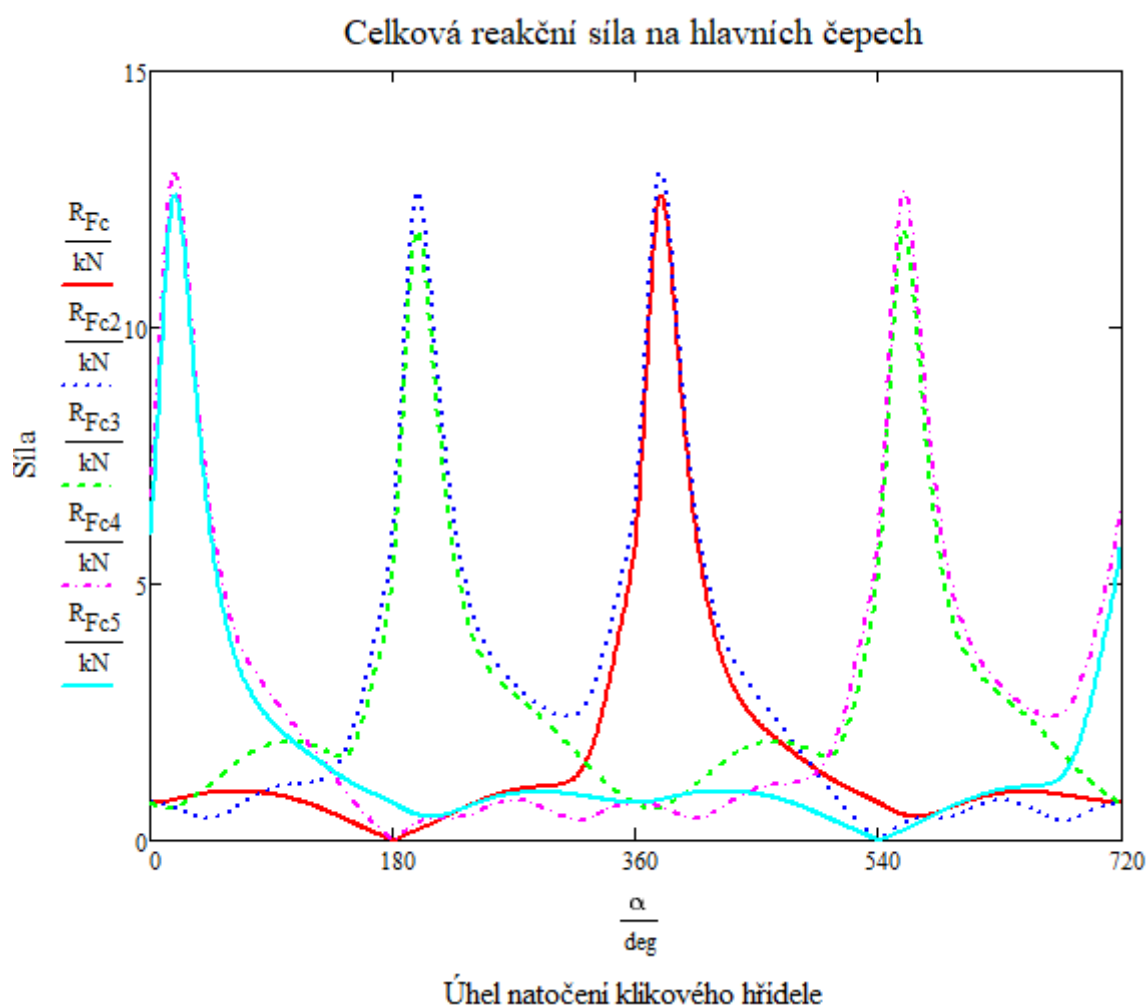
$$R_{Fc3} := \sqrt{R_{Fn3}^2 + R_{Ft3}^2}$$

Celková reakční síla působící  
na 4. hlavní ložisko:

$$R_{Fc4} := \sqrt{R_{Fn4}^2 + R_{Ft4}^2}$$

Celková reakční síla působící  
na 5. hlavní ložisko:

$$R_{Fc5} := \sqrt{R_{Fn5}^2 + R_{Ft5}^2}$$



## 6 Určení měrného tlaku působícího na ložiska

Průmětná plocha ojnicního  
ložiska:

$$S_1 := d_1 \cdot b_1$$

$$S_1 = 740.9 \cdot \text{mm}^2$$

Maximální síla působící na  
ojnicní ložisko:

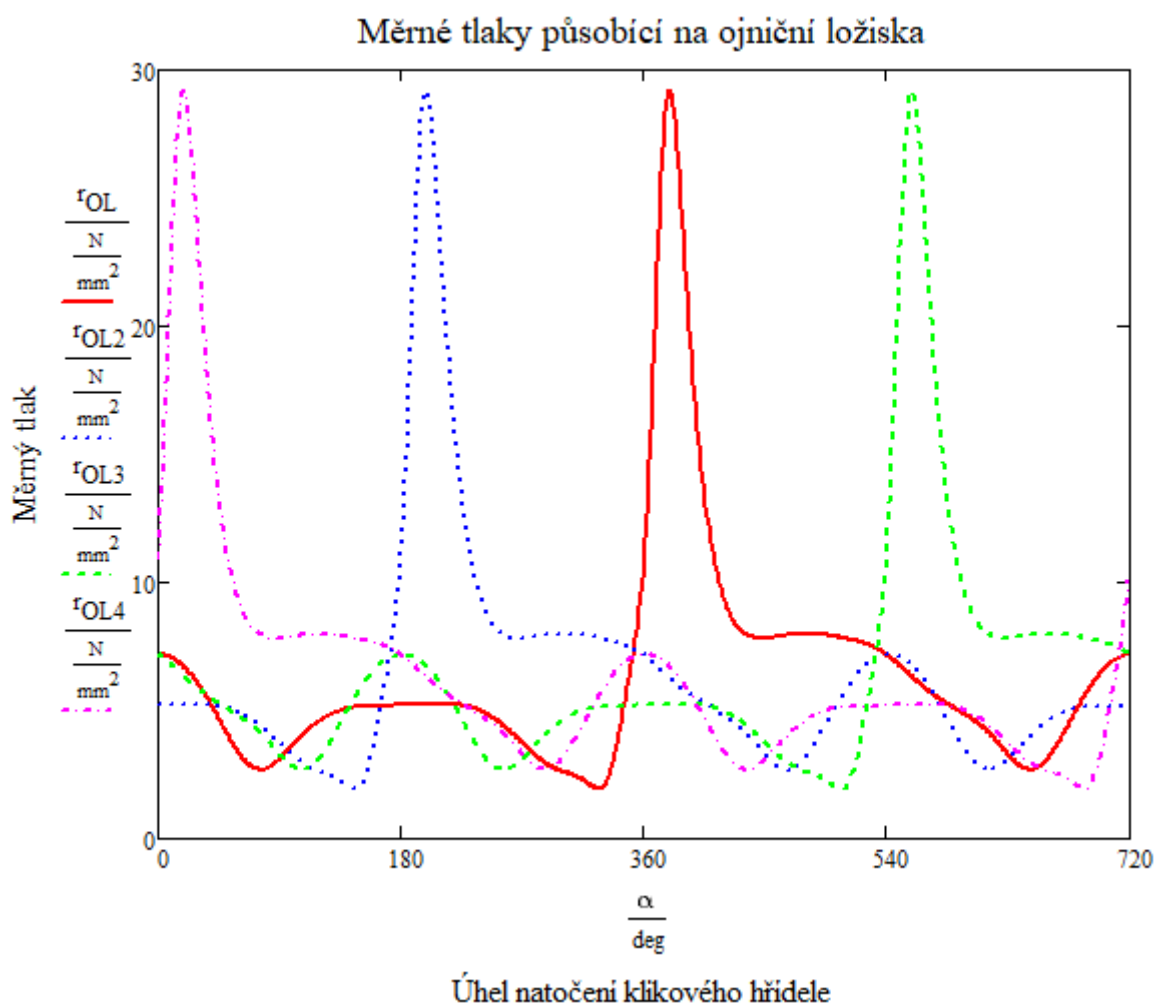
$$F_{ocmax} := \max(F_{oc})$$

$$F_{ocmax} = 21.664 \text{ kN}$$



Měrný tlak působící na ojnicí ložisko:  $r_{OL} := \frac{F_{oc}}{S_1}$

Maximální měrný tlak působící na ojnicí ložisko:  $r_{OLmax} := \frac{F_{ocmax}}{S_1}$   $r_{OLmax} = 29.24 \frac{N}{mm^2}$



Průmětná plocha hlavního ložiska:

$$S_2 := d_2 \cdot b_2$$

$$S_2 = 772.8 \text{ mm}^2$$

Maximální síla působící na 1. hlavní ložisko:

$$R_{Fcmax} := \max(R_{Fc})$$

$$R_{Fcmax} = 12.589 \text{ kN}$$

Maximální síla působící na 2. hlavní ložisko:

$$R_{Fc2max} := \max(R_{Fc2})$$

$$R_{Fc2max} = 13.058 \text{ kN}$$

Maximální síla působící na 3.  
hlavní ložisko:

$$R_{Fc3max} := \max(R_{Fc3})$$

$$R_{Fc3max} = 11.912 \text{ kN}$$

Maximální síla působící na 4.  
hlavní ložisko:

$$R_{Fc4max} := \max(R_{Fc4})$$

$$R_{Fc4max} = 13.076 \text{ kN}$$

Maximální síla působící na 5.  
hlavní ložisko:

$$R_{Fc5max} := \max(R_{Fc5})$$

$$R_{Fc5max} = 12.589 \text{ kN}$$

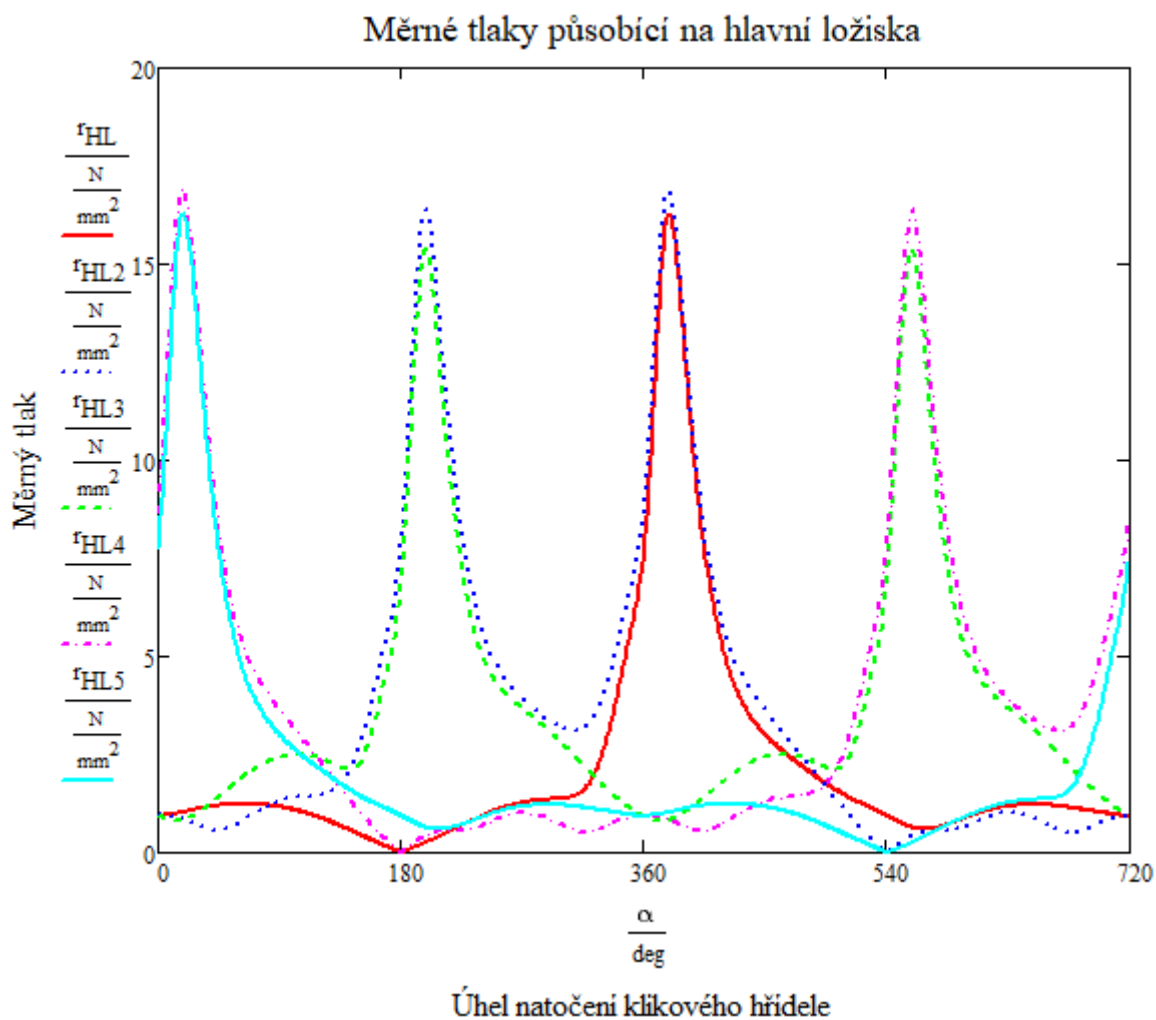
Měrný tlak působící na 2.  
hlavní ložisko:

$$r_{HL2} := \frac{R_{Fc2}}{S_2}$$

Maximální měrný tlak působící  
na hlavní ložisko:

$$r_{HL2max} := \frac{R_{Fc2max}}{S_2}$$

$$r_{HL2max} = 16.897 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



# PŘÍLOHA 4 – URČENÍ MĚRNÉHO TLAKU PŮSOBÍCÍHO NA LOŽISKA TŘÍVÁLCOVÉHO MOTORU S MOMENTOVĚ VYVÁŽENÝM KLIKOVÝM HŘÍDELEM

## 1 Základní parametry motoru

Zdvihový objem:		$V := 1497.1 \cdot \text{cm}^3$
Počet válců:		$i := 3$
Pořadí zapalování:		1 - 2 - 3
Vrtání:		$D := 82 \cdot \text{mm}$
Zdvih:		$Z := 94.5 \cdot \text{mm}$
Poloměr kliky:	$r := \frac{Z}{2}$	$r = 47.25 \text{ mm}$
Otáčky maximálního točivého momentu:		$n_{\max} := 3750 \cdot \text{min}^{-1}$
Úhlová rychlost klikového hřídele při maximálních otáčkách:	$\omega_{\max} := n_{\max} \cdot 2\pi$	$\omega_{\max} = 392.699 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
Délka ojnice:		$l := 144 \text{ mm}$
Klikový poměr:	$\lambda := \frac{r}{l}$	$\lambda = 0.328$

## 2 Tlaky ve válcích

Počet kroků:

$j := 0..719$

Úhel natočení klikového hřídele:

$\alpha =$ 

	0
0	0
1	1
2	...

deg

Indikovaný tlak v 1. válci:

$$p_1 =$$

	0
0	0.108
1	0.107
2	0.107
3	...

MPa

Indikovaný tlak v 2. válci:

$$p_2 =$$

	0
0	0.676
1	0.671
2	0.665
3	...

MPa

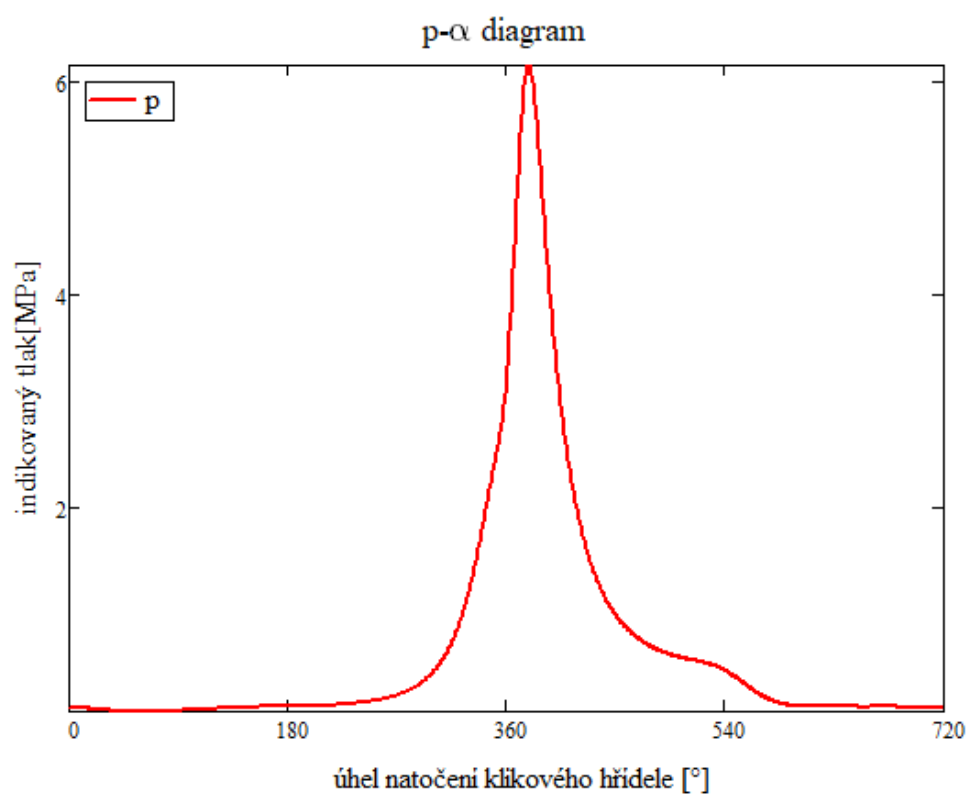
Indikovaný tlak v 3. válci:

$$p_3 =$$

	0
0	0.153
1	0.155
2	0.156
3	...

MPa

## 2.1 p- $\alpha$ diagram



## 2.2 Další parametry

Úhel odklonu ojnice v prvním válci:

$$\beta := \text{asin}(\lambda \cdot \sin(\alpha))$$

Úhel odklonu ojnice ve druhém válci:

$$\beta_2 := \text{asin}\left(\lambda \cdot \sin\left(\alpha + \frac{2\pi}{3}\right)\right)$$

Úhel odklonu ojnice ve třetím válci:

$$\beta_3 := \text{asin}\left(\lambda \cdot \sin\left(\alpha + \frac{4\pi}{3}\right)\right)$$

Atmosférický tlak:

$$p_{\text{atm}} := 101.325 \cdot \text{kPa}$$

## 3 Rozbor setrvačných sil

### 3.1 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů

Vzdálenost těžiště od středu velkého oka ojnice:

$$l_t := 36.936 \cdot \text{mm}$$

Hmotnost ojnice:

$$m_{\text{oj}} := 0.591 \cdot \text{kg}$$

Hmotnost posuvné části ojnice:  $m_1 := m_{\text{oj}} \cdot \frac{l_t}{l}$

$$m_1 = 0.152 \cdot \text{kg}$$

Hmotnost rotující části ojnice:  $m_2 := m_{\text{oj}} - m_1$

$$m_2 = 0.44 \cdot \text{kg}$$

### 3.2 Setrvačné síly rotačních částí

Odstředivá síla rotujících částí ojnice:

$$F_{\text{SROC}} := m_2 \cdot r \cdot \omega_{\text{max}}^2$$

$$F_{\text{SROC}} = 3.206 \cdot \text{kN}$$

#### 3.2.1 Rotační účinek 1. a 3. zalomení

Hmotnost 1. a 3. zalomení:

$$m_{\text{RK}} := 3.10 \cdot \text{kg}$$

Vzdálenost těžiště 1.  
a 3. zalomení od osy  
otáčení:

$$r_{RK} := 2.03 \cdot \text{mm}$$

Odstředivá síla 1. a  
3. zalomení:

$$F_1 := m_{RK} \cdot r_{RK} \cdot \omega_{\max}^2$$

$$F_1 = 0.97 \text{ kN}$$

Výsledná odstředivá  
síla 1. a 3. zalomení:

$$F_{\text{odstrediva\_vysledna}} := F_{\text{SROC}} - F_1$$

$$F_{\text{odstrediva\_vysledna}} = 2.236 \text{ kN}$$

### 3.2.2 Rotační účinek 2. zalomení

Hmotnost 2.  
zalomení:

$$m_z := 1.85 \cdot \text{kg}$$

Vzdálenost těžiště 2.  
zalomení od osy  
otáčení:

$$r_z := 25.33 \cdot \text{mm}$$

Odstředivá síla 2.  
zalomení:

$$F_2 := m_z \cdot r_z \cdot \omega_{\max}^2$$

$$F_2 = 7.226 \text{ kN}$$

Výsledná odstředivá  
síla 2. zalomení:

$$F_{\text{odstrediva\_vysledna\_2}} := F_{\text{SROC}} + F_2$$

$$F_{\text{odstrediva\_vysledna\_2}} = 10.42 \text{ kN}$$

### 3.3 Setrvačné síly posuvných částí

Hmotnost pístití  
skupiny:

$$m_{\text{pist\_skup}} := 0.3548 \text{ kg}$$

Hmotnost posuvných  
částí:

$$m_{\text{pos}} := m_{\text{pist\_skup}} + m_1$$

$$m_{\text{pos}} = 0.507 \text{ kg}$$

Zrychlení pístu:

$$a_{\text{pist},j} := r \cdot \omega_{\max}^2 \cdot \left( \cos(\alpha_j) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_j) \right)$$

Setrvačná síla  
posuvných částí:

$$F_{\text{S\_pp},j} := -(m_{\text{pist\_skup}} + m_{\text{ojnice\_posuv}}) \cdot a_{\text{pist},j}$$

## 4 Celková síla působící na ojniční čep

Síla od tlaku plynů:

$$F_p := \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot (p_1 \cdot \text{bar} - p_{\text{atm}})$$

Celková síla působící na pístití  
skupinu:

$$F_{\text{cc}} := F_{p1} + F_{\text{S\_pp}}$$

Výsledná síla působící v ose  
ojnice:

$$F_{oj} := \frac{F_{cc}}{\cos(\beta)}$$

Tečná složka výsledné síly:

$$F_{tt_j} := F_{oj_j} \cdot \sin(\alpha_j + \beta_j)$$

Radiální složka výsledné síly:

$$F_{rr_j} := (F_{oj_j}) \cdot \cos(\alpha_j + \beta_j)$$

Setrvačná síla rotující části  
ojnice:

$$F_{ro} := (-m_2) \cdot r \cdot \omega_{\max}^2$$

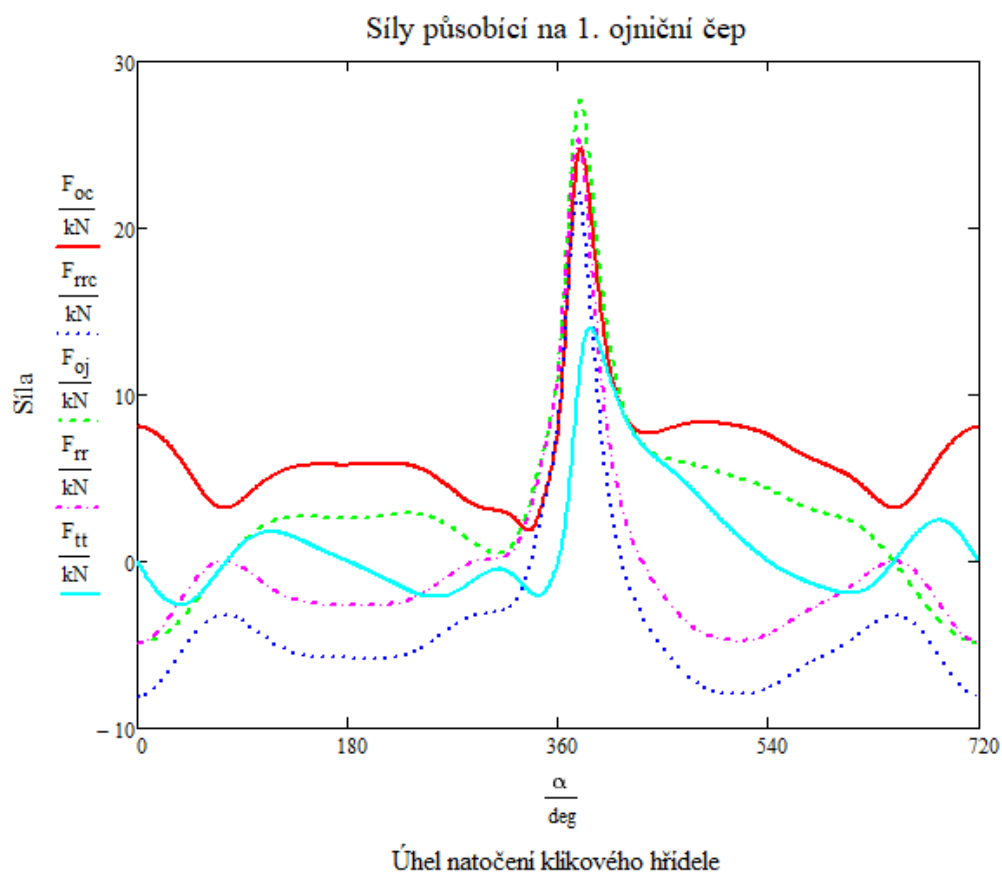
$$F_{ro} = -3.206 \text{ kN}$$

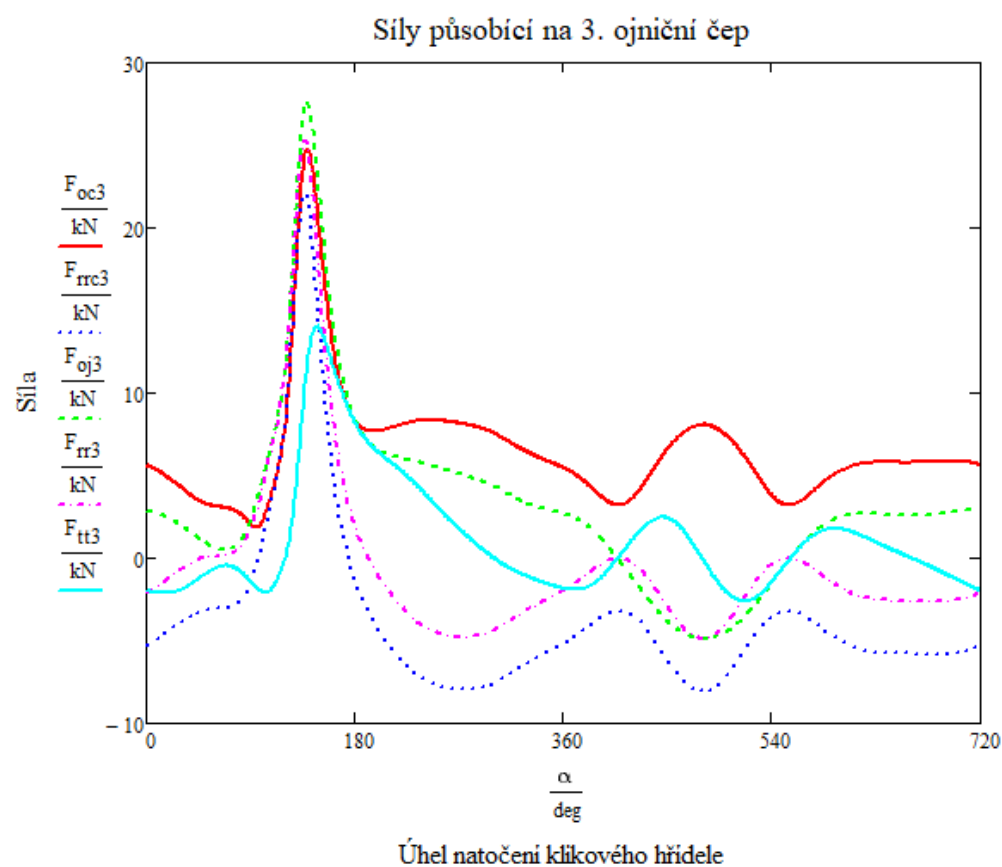
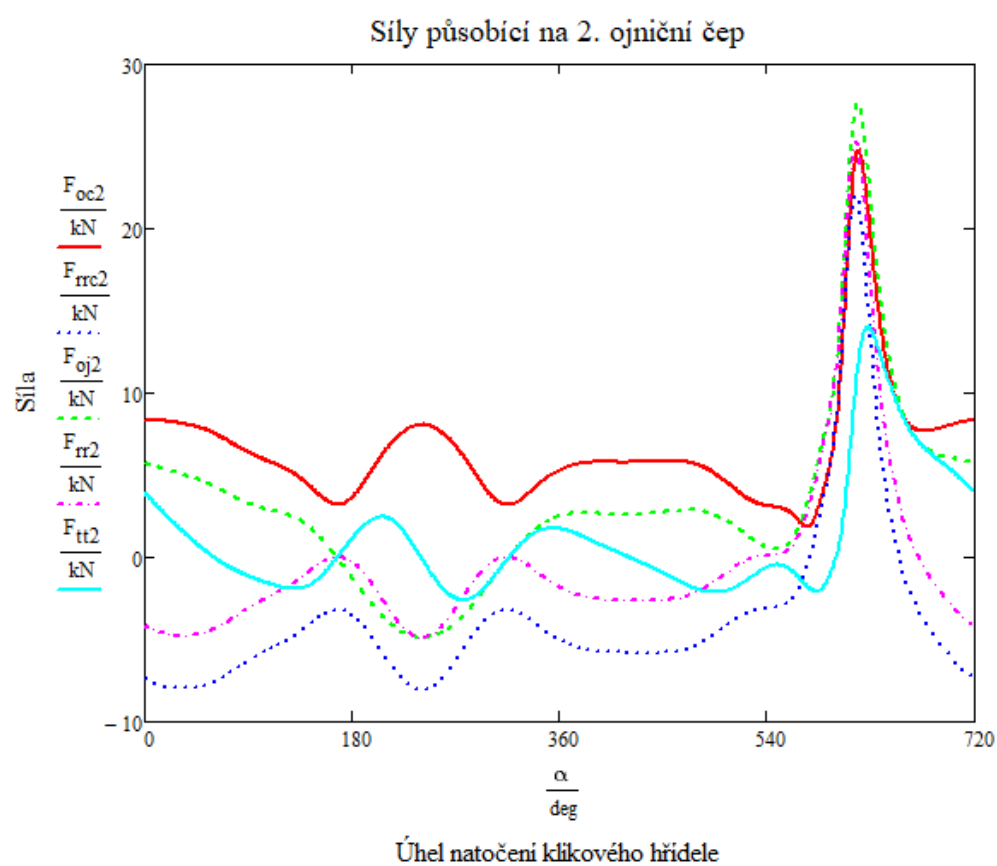
Celková radiální síla:

$$F_{rrc_j} := F_{rr_j} + F_{rc}$$

Celková síla:

$$F_{oc} := \sqrt{F_{rrc}^2 + F_{tt}^2}$$







## 5 Reakční síly v hlavních čepích

Radiální síla na 1. zalomení:  $F_{hcr1_j} := F_{rr_j} + F_{odstrediva\_vysledna}$

Radiální síla na 2. zalomení:  $F_{hcr2_j} := F_{rr2_j} + F_{odstrediva\_vysledna\_2}$

Radiální síla na 3. zalomení:  $F_{hcr3_j} := F_{rr3_j} + F_{odstrediva\_vysledna}$

Tečná síla na 1. zalomení:  $F_{hct1_j} := F_{tt_j}$

Tečná síla na 2. zalomení:  $F_{hct2_j} := F_{tt2_j}$

Tečná síla na 3. zalomení:  $F_{hct3_j} := F_{tt3_j}$

Rozklad sil na 2. hlavním čepu:  $F_{x1_j} := F_{hct1_j} - F_{hcr2_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{hct2_j} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right)$

$$F_{y1_j} := F_{hcr1_j} - F_{hcr2_j} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + F_{hct2_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

Rozklad sil na 3. hlavním čepu:  $F_{x2_j} := -F_{hcr2_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{hct2_j} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + F_{hcr3_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{hct3_j} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right)$

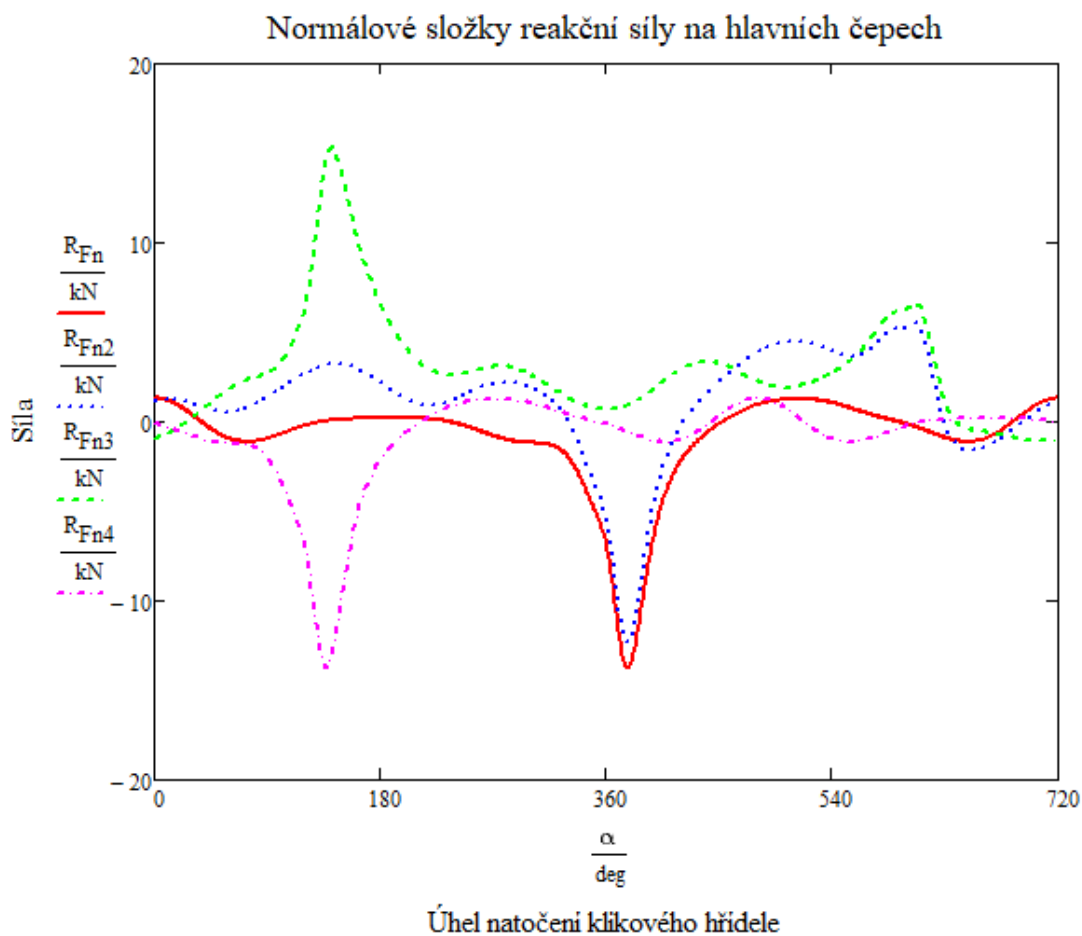
$$F_{y2_j} := (-F_{hcr2_j}) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + F_{hct2_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{hcr3_j} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{hct3_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

Normálová složka reakční síly na 1. hlavním čepu:  $R_{Fn_j} := -\frac{F_{hcr1_j}}{2}$

Normálová síla reakční síly na 2. hlavním čepu:  $R_{Fn2_j} := -\left(\frac{F_{y1_j}}{2}\right)$

Normálová síla reakční síly na 3. hlavním čepu:  $R_{Fn3_j} := -\left(\frac{F_{y2_j}}{2}\right)$

Normálová síla reakční síly na 4. hlavním čepu:  $R_{Fn4_j} := -\frac{F_{hcr3_j}}{2}$

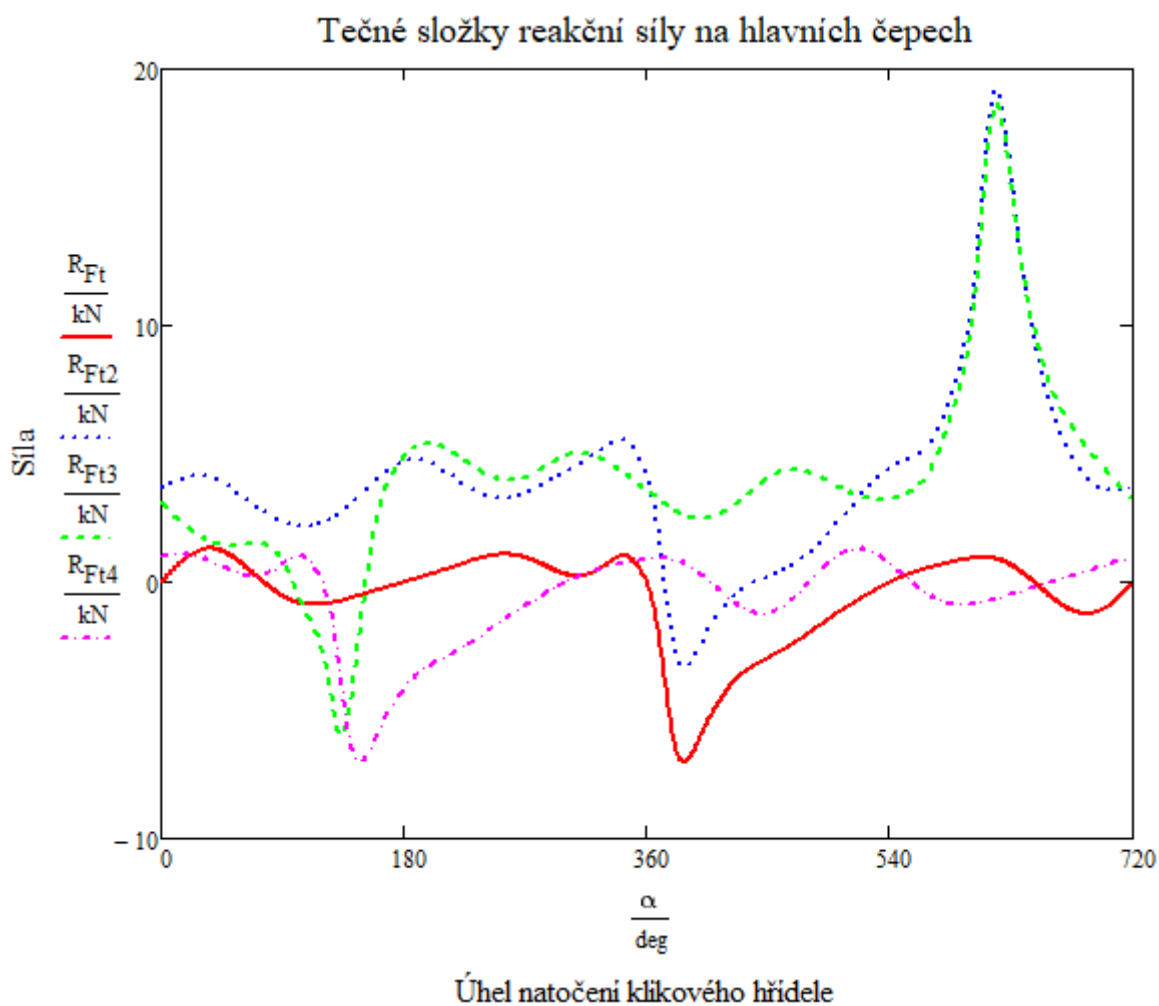


Tečná složka reakční síly na 1. hlavním čepu:  $R_{Ft1j} := -\frac{F_{ttj}}{2}$

Tečná složka reakční síly na 2. hlavním čepu:  $R_{Ft2j} := -\left(\frac{F_{x1j}}{2}\right)$

Tečná složka reakční síly na 3. hlavním čepu:  $R_{Ft3j} := -\left(\frac{F_{x2j}}{2}\right)$

Tečná složka reakční síly na 4. hlavním čepu:  $R_{Ft4j} := -\frac{F_{tt3j}}{2}$



Celková reakční síla působící  
na 1. hlavní ložisko:

$$R_{Fc} := \sqrt{R_{Fn}^2 + R_{Ft}^2}$$

Celková reakční síla působící  
na 2. hlavní ložisko:

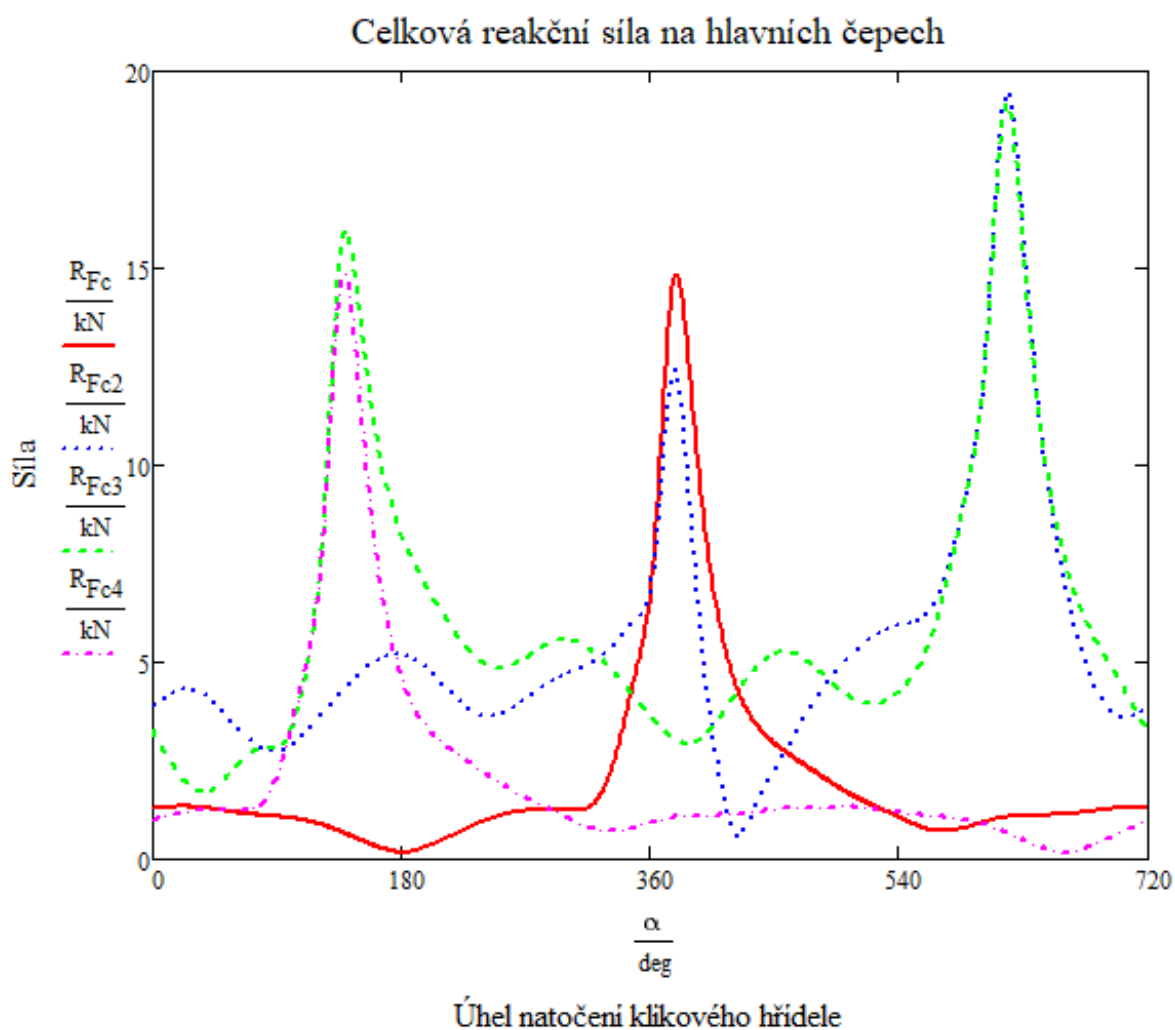
$$R_{Fc2} := \sqrt{R_{Fn2}^2 + R_{Ft2}^2}$$

Celková reakční síla působící  
na 3. hlavní ložisko:

$$R_{Fc3} := \sqrt{R_{Fn3}^2 + R_{Ft3}^2}$$

Celková reakční síla působící  
na 4. hlavní ložisko:

$$R_{Fc4} := \sqrt{R_{Fn4}^2 + R_{Ft4}^2}$$



## 6 Určení měrného tlaku působícího na ložiska

Průmětná plocha ojnicního ložiska:

$$S_1 := 835 \cdot \text{mm}^2$$

Maximální síla působící na ojnicní ložisko:

$$F_{\text{ocmax}} := \max(F_{\text{oc}})$$

$$F_{\text{ocmax}} = 24.821 \text{ kN}$$

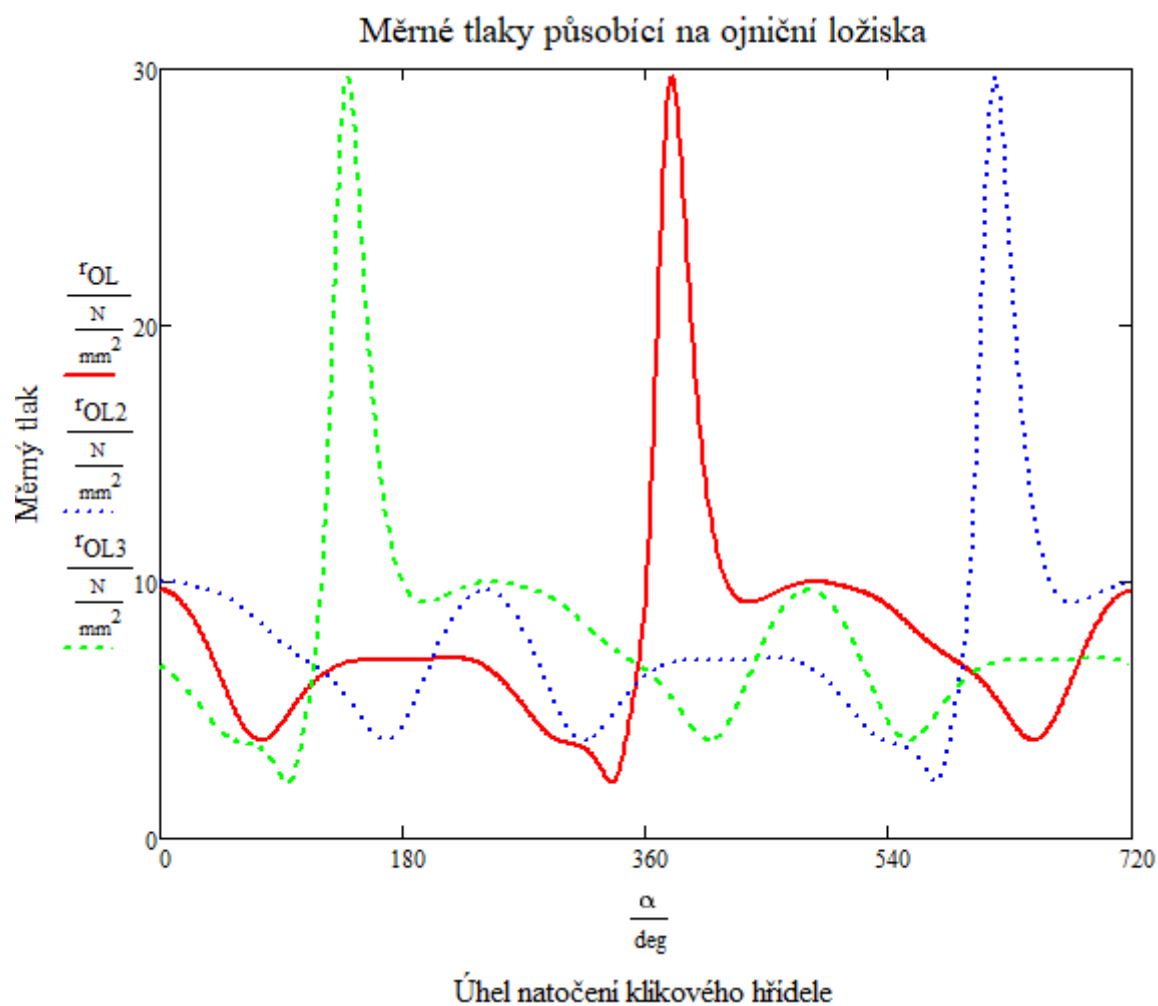
Měrný tlak působící na ojnicní ložisko:

$$r_{\text{OL}} := \frac{F_{\text{oc}}}{S_1}$$

Maximální měrný tlak působící na ojnicní ložisko:

$$r_{\text{OLmax}} := \frac{F_{\text{ocmax}}}{S_1}$$

$$r_{\text{OLmax}} = 29.725 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Průmětná plocha hlavního ložiska:

$$S_2 := 1152 \cdot \text{mm}^2$$

Maximální síla působící na 1. hlavní ložisko:

$$R_{Fc\max} := \max(R_{Fc})$$

$$R_{Fc\max} = 14.863 \text{ kN}$$

Maximální síla působící na 2. hlavní ložisko:

$$R_{Fc2\max} := \max(R_{Fc2})$$

$$R_{Fc2\max} = 19.47 \text{ kN}$$

Maximální síla působící na 3. hlavní ložisko:

$$R_{Fc3\max} := \max(R_{Fc3})$$

$$R_{Fc3\max} = 19.193 \text{ kN}$$

Maximální síla působící na 4. hlavní ložisko:

$$R_{Fc4\max} := \max(R_{Fc4})$$

$$R_{Fc4\max} = 14.863 \text{ kN}$$

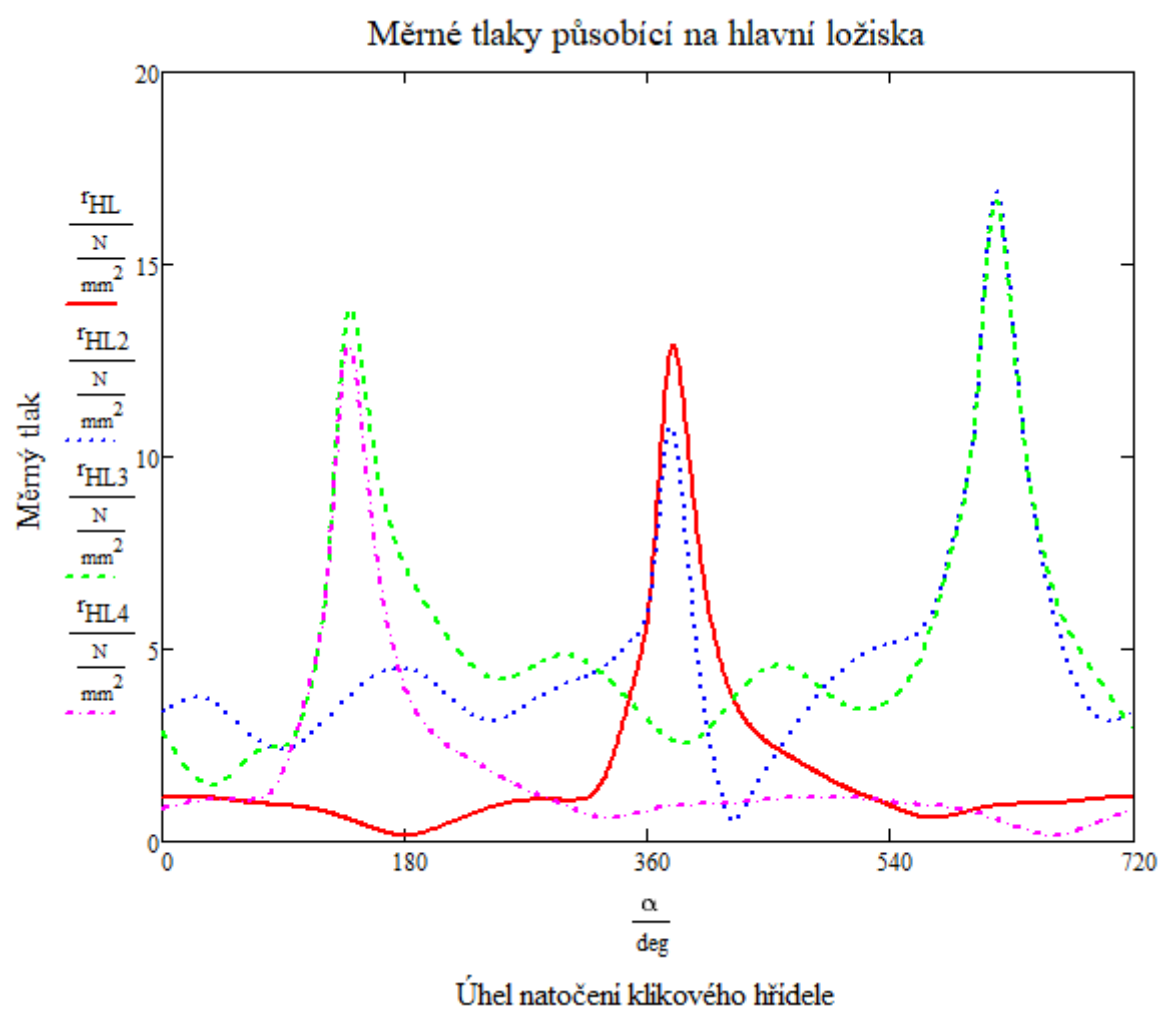
Měrný tlak působící na 2. hlavní ložisko:

$$r_{HL2} := \frac{R_{Fc2}}{S_2}$$

Maximální měrný tlak působící na 2. hlavní ložisko:

$$r_{HL2\max} := \frac{R_{Fc2\max}}{S_2}$$

$$r_{HL2\max} = 16.901 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



# PŘÍLOHA 5 – URČENÍ MĚRNÉHO TLAKU PŮSOBÍCÍHO NA LOŽISKA TŘÍVÁLCOVÉHO MOTORU SE SILOVĚ VYVÁŽENÝM KLIKOVÝM HŘÍDELEM

## 1 Základní parametry motoru

Zdvihový objem:		$V := 1497.1 \cdot \text{cm}^3$
Počet válců:		$i := 3$
Pořadí zapalování:		1 - 2 - 3
Vrtání:		$D := 82 \cdot \text{mm}$
Zdvih:		$Z := 94.5 \cdot \text{mm}$
Poloměr kliky:	$r := \frac{Z}{2}$	$r = 47.25 \text{ mm}$
Otáčky maximálního točivého momentu:		$n_{\max} := 3750 \cdot \text{min}^{-1}$
Úhlová rychlost klikového hřídele při maximálních otáčkách:	$\omega_{\max} := n_{\max} \cdot 2\pi$	$\omega_{\max} = 392.699 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
Délka ojnice:		$l := 144 \text{ mm}$
Klikový poměr:	$\lambda := \frac{r}{l}$	$\lambda = 0.328$

## 2 Tlaky ve válcích

Počet kroků:	$j := 0..719$
--------------	---------------

Úhel natočení klikového hřídele:

$\alpha =$		0	
	0	0	deg
	1	1	
	2	...	

Indikovaný tlak v 1. válci:

$$p_1 =$$

	0
0	0.108
1	0.107
2	0.107
3	...

MPa

Indikovaný tlak v 2. válci:

$$p_2 =$$

	0
0	0.676
1	0.671
2	0.665
3	...

MPa

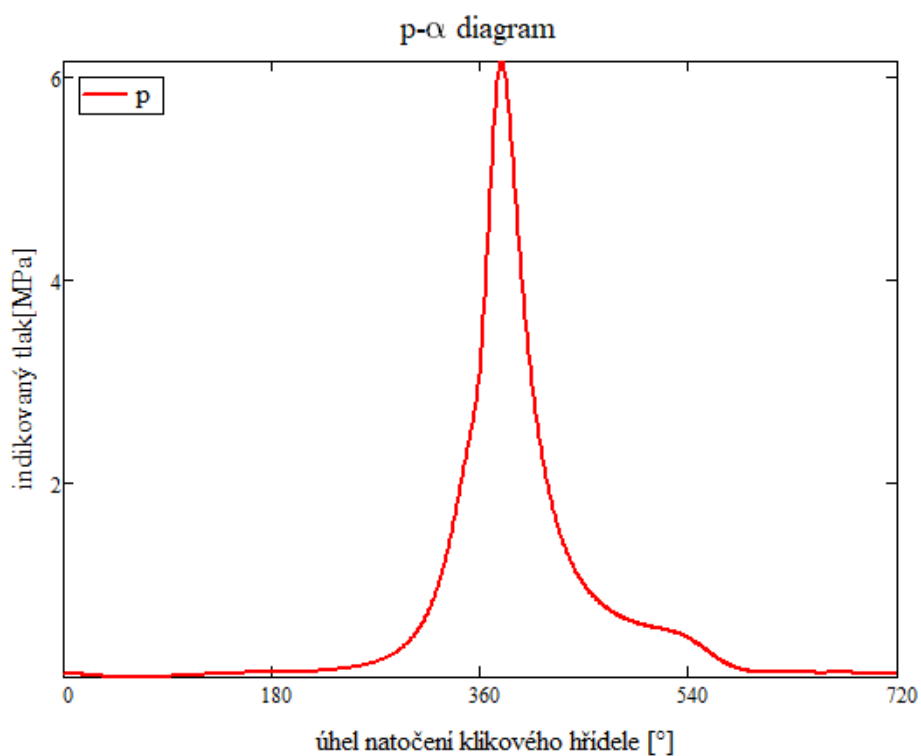
Indikovaný tlak v 3. válci:

$$p_3 =$$

	0
0	0.153
1	0.155
2	0.156
3	...

MPa

## 2.1 p- $\alpha$ diagram





## 2.2 Další parametry

Úhel odklonu ojnice v prvním válci:  $\beta := \text{asin}(\lambda \cdot \sin(\alpha))$

Úhel odklonu ojnice ve druhém válci:  $\beta_2 := \text{asin}\left(\lambda \cdot \sin\left(\alpha + \frac{2\pi}{3}\right)\right)$

Úhel odklonu ojnice ve třetím válci:  $\beta_3 := \text{asin}\left(\lambda \cdot \sin\left(\alpha + \frac{4\pi}{3}\right)\right)$

Atmosférický tlak:

$$p_{\text{atm}} := 101.325 \cdot \text{kPa}$$

## 3 Rozbor setrvačných sil

### 3.1 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů

Vzdálenost těžiště od středu velkého oka ojnice:

$$l_t := 36.936 \cdot \text{mm}$$

Hmotnost ojnice:

$$m_{\text{oj}} := 0.589 \cdot \text{kg}$$

Hmotnost posuvné části ojnice:  $m_1 := m_{\text{oj}} \cdot \frac{l_t}{l}$

$$m_1 = 0.151 \cdot \text{kg}$$

Hmotnost rotující části ojnice:  $m_2 := m_{\text{oj}} - m_1$

$$m_2 = 0.438 \cdot \text{kg}$$

### 3.2 Setrvačné síly rotačních částí

Odstředivá síla rotujících částí ojnice:

$$F_{\text{SROC}} := m_2 \cdot r \cdot \omega_{\text{max}}^2$$

$$F_{\text{SROC}} = 3.193 \cdot \text{kN}$$

#### 3.2.1 Rotační účinek všech zalomení

Hmotnost ramene kliky:

$$m_{\text{RK}} := 3.6 \cdot \text{kg}$$

Vzdálenost těžiště  
ramene kliky od osy  
otáčení:

$$r_{RK} := 8.24 \cdot \text{mm}$$

Odstředivá síla 1. a 3.  
zalomení:  $F_1 := m_{RK} \cdot r_{RK} \cdot \omega_{\max}^2$

$$F_1 = 4.575 \text{ kN}$$

Výsledná odstředivá  
síla 1. a 3. zalomení:  $F_{\text{odstrediva\_vysledna}} := F_{\text{SROC}} - F_1$

$$F_{\text{odstrediva\_vysledna}} = -1.384 \text{ kN}$$

### 3.3 Setrvačné síly posuvných částí

Hmotnost pístní  
skupiny:

$$m_{\text{pist\_skup}} := 0.3548 \text{ kg}$$

Hmotnost posuvných  
částí:

$$m_{\text{pos}} := m_{\text{pist\_skup}} + m_1$$

$$m_{\text{pos}} = 0.507 \text{ kg}$$

Zrychlení pístu:

$$a_{\text{pist},j} := r \cdot \omega_{\max}^2 \cdot (\cos(\alpha_j) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_j))$$

Setrvačná síla  
posuvných částí:

$$F_{S\_pp,j} := -(m_{\text{pist\_skup}} + m_{\text{ojnice\_posuv}}) \cdot a_{\text{pist},j}$$

## 4 Celková síla působící na ojniční čep

Síla od tlaku plynů:

$$F_p := \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot (p_1 \cdot \text{bar} - p_{\text{atm}})$$

Celková síla působící na pístní  
skupinu:

$$F_{cc} := F_{p1} + F_{S\_pp}$$

Výsledná síla působící v ose  
ojnice:

$$F_{oj} := \frac{F_{cc}}{\cos(\beta)}$$

Tečná složka výsledné síly:

$$F_{tt,j} := F_{oj,j} \cdot \sin(\alpha_j + \beta_j)$$

Radiální složka výsledné síly:

$$F_{rr,j} := (F_{oj,j}) \cdot \cos(\alpha_j + \beta_j)$$

Setrvačná síla rotující části  
ojnice:

$$F_{ro} := (-m_2) \cdot r \cdot \omega_{\max}^2$$

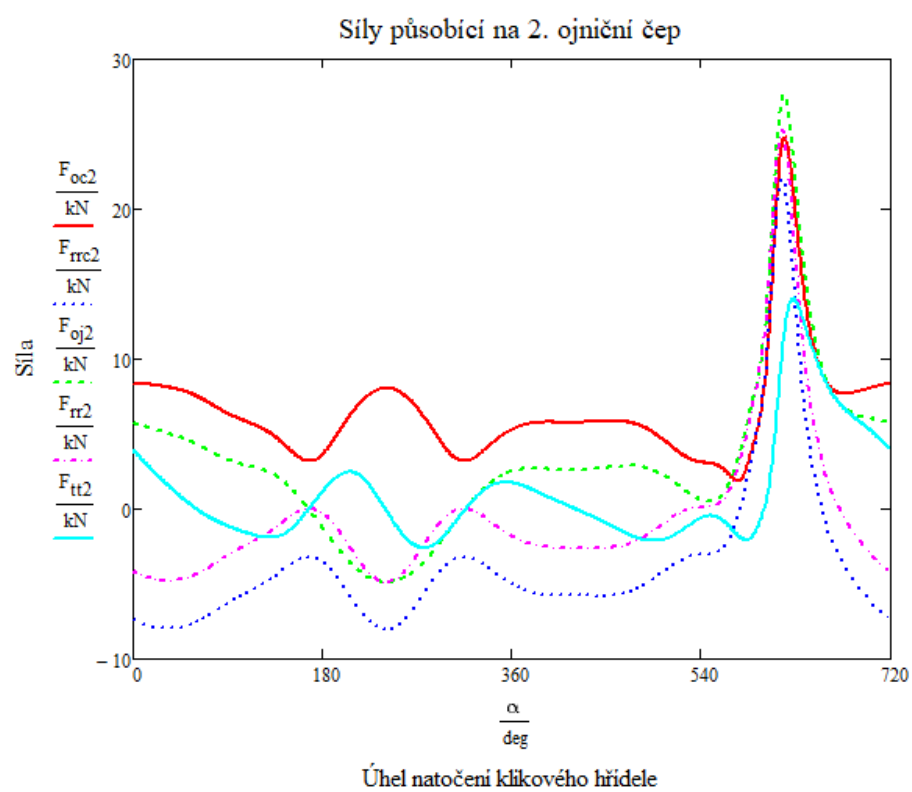
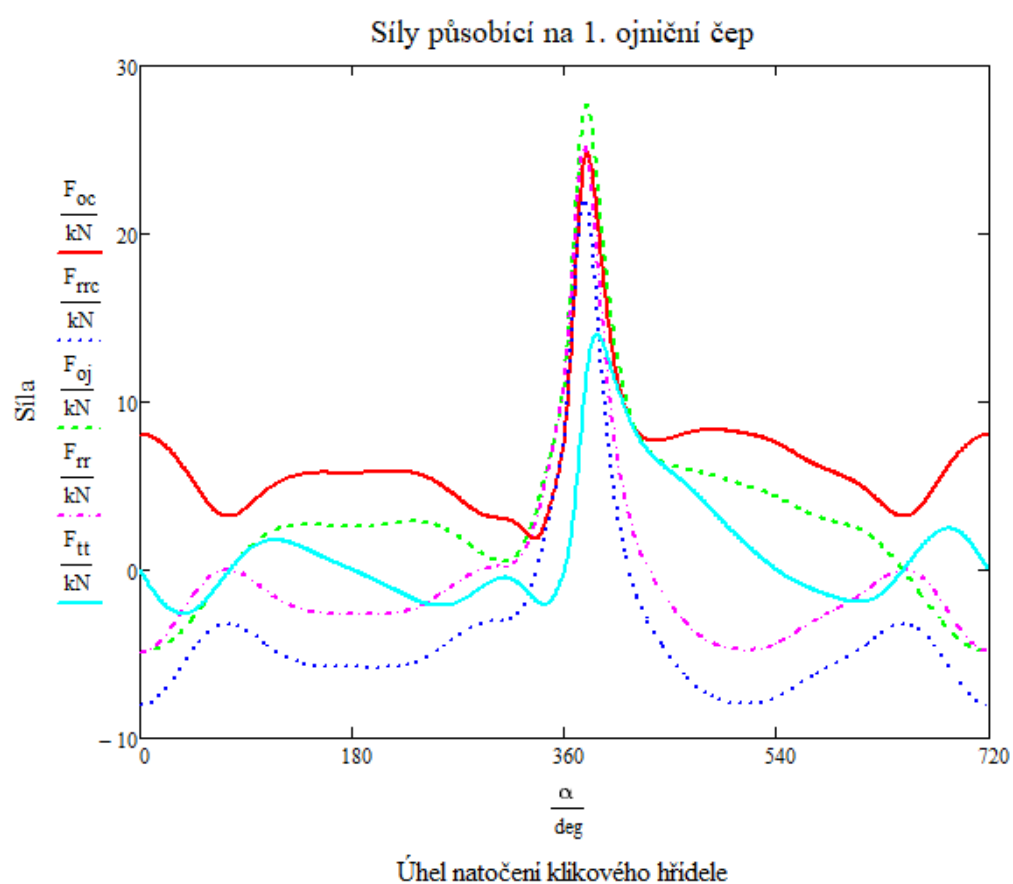
$$F_{ro} = -3.193 \text{ kN}$$

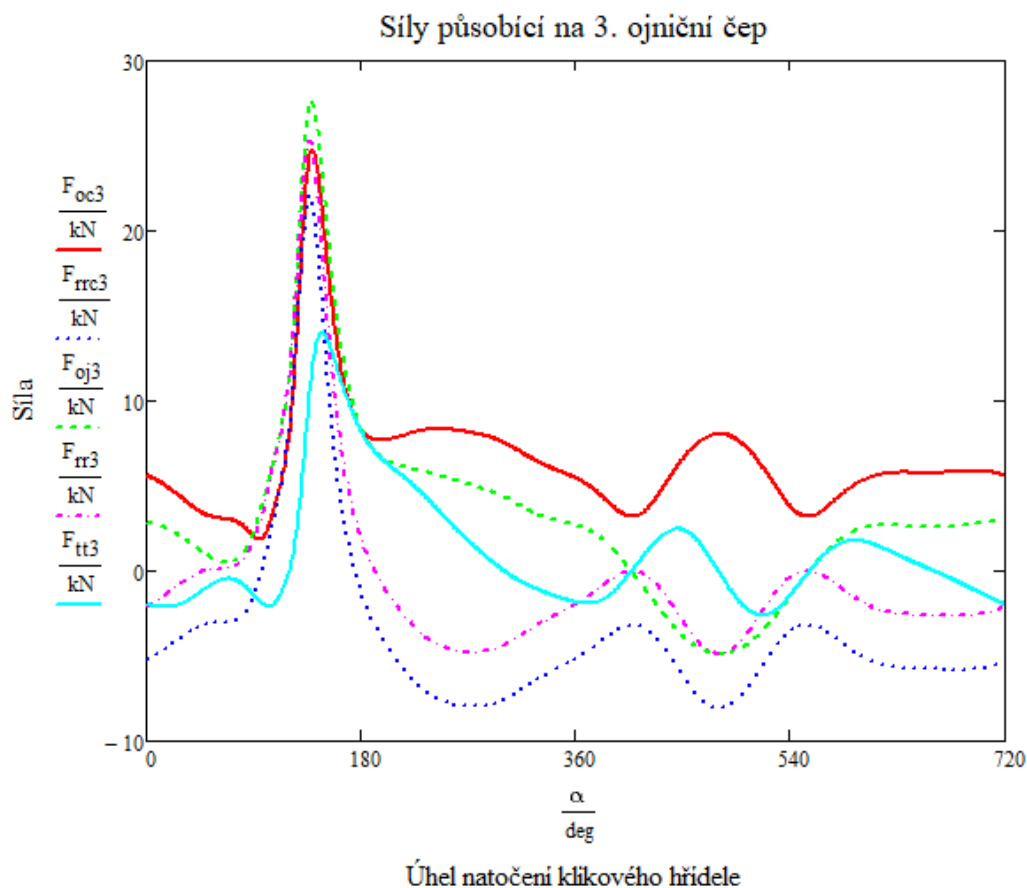
Celková radiální síla:

$$F_{rrc,j} := F_{rr,j} + F_{rc}$$

Celková síla:

$$F_{oc} := \sqrt{F_{rrc}^2 + F_{tt}^2}$$





## 5 Reakční síly v hlavních čepch

Radiální síla na 1.  
zalomení:

$$F_{hcr1_j} := F_{rr_j} + F_{odstrediva\_vysledna}$$

Radiální síla na 2.  
zalomení:

$$F_{hcr2_j} := F_{rr2_j} + F_{odstrediva\_vysledna\_2}$$

Radiální síla na 3.  
zalomení:

$$F_{hcr3_j} := F_{rr3_j} + F_{odstrediva\_vysledna}$$

Tečná síla na 1.  
zalomení:

$$F_{hct1_j} := F_{tt_j}$$

Tečná síla na 2.  
zalomení:

$$F_{hct2_j} := F_{tt2_j}$$

Tečná síla na 3.  
zalomení:

$$F_{hct3_j} := F_{tt3_j}$$

Rozklad sil na 2.  
hlavním čepu:

$$F_{x1_j} := F_{hct1_j} - F_{hcr2_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{hct2_j} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

$$F_{y1_j} := F_{hcr1_j} - F_{hcr2_j} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + F_{hct2_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

Rozklad sil na 3.  
hlavním čepu:

$$F_{x2_j} := -F_{hcr2_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{hct2_j} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + F_{hcr3_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{hct3_j} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

$$F_{y2_j} := (-F_{hcr2_j}) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + F_{hct2_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{hcr3_j} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{hct3_j} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

Normálová složka  
reakční síly na 1.  
hlavním čepu:

$$R_{Fn1_j} := -\frac{F_{hcr1_j}}{2}$$

Normálová síla  
reakční síly na 2.  
hlavním čepu:

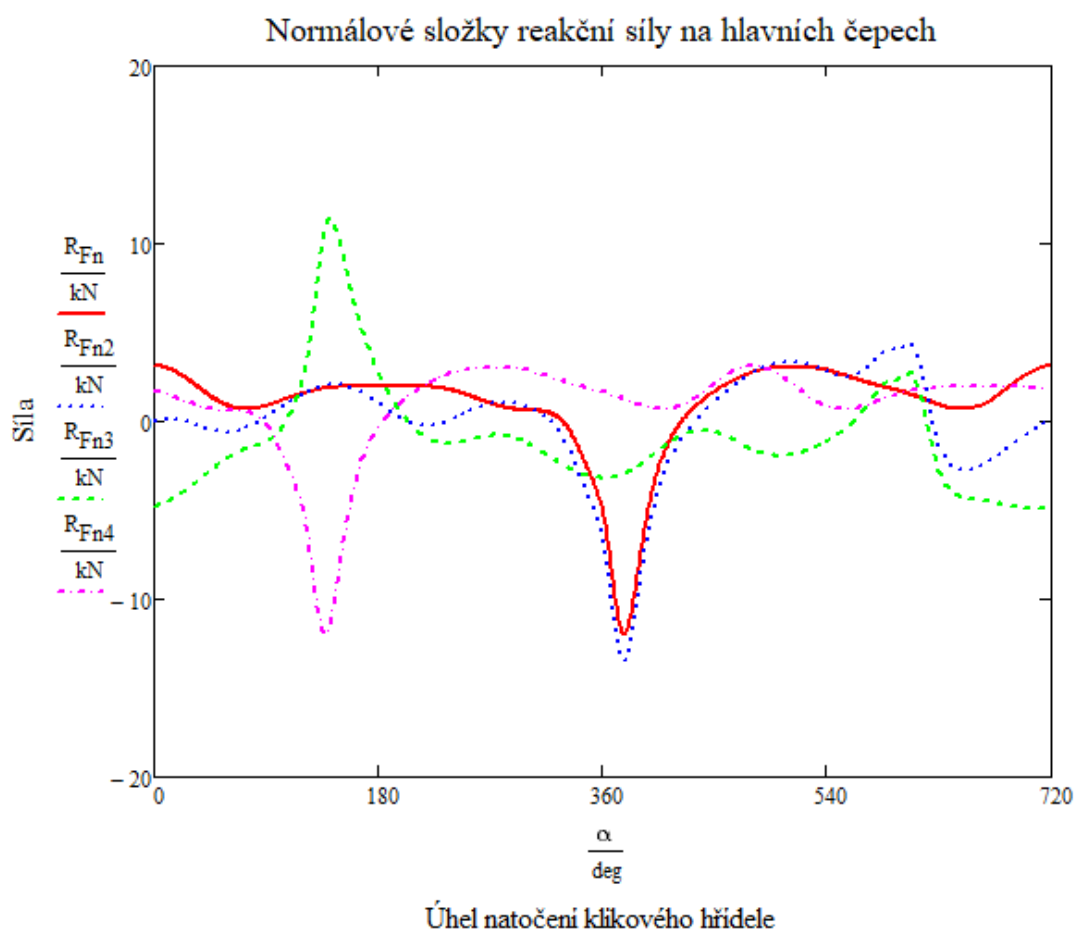
$$R_{Fn2_j} := -\left(\frac{F_{y1_j}}{2}\right)$$

Normálová síla  
reakční síly na 3.  
hlavním čepu:

$$R_{Fn3_j} := -\left(\frac{F_{y2_j}}{2}\right)$$

Normálová síla  
reakční síly na 4.  
hlavním čepu:

$$R_{Fn4_j} := -\frac{F_{hcr3_j}}{2}$$

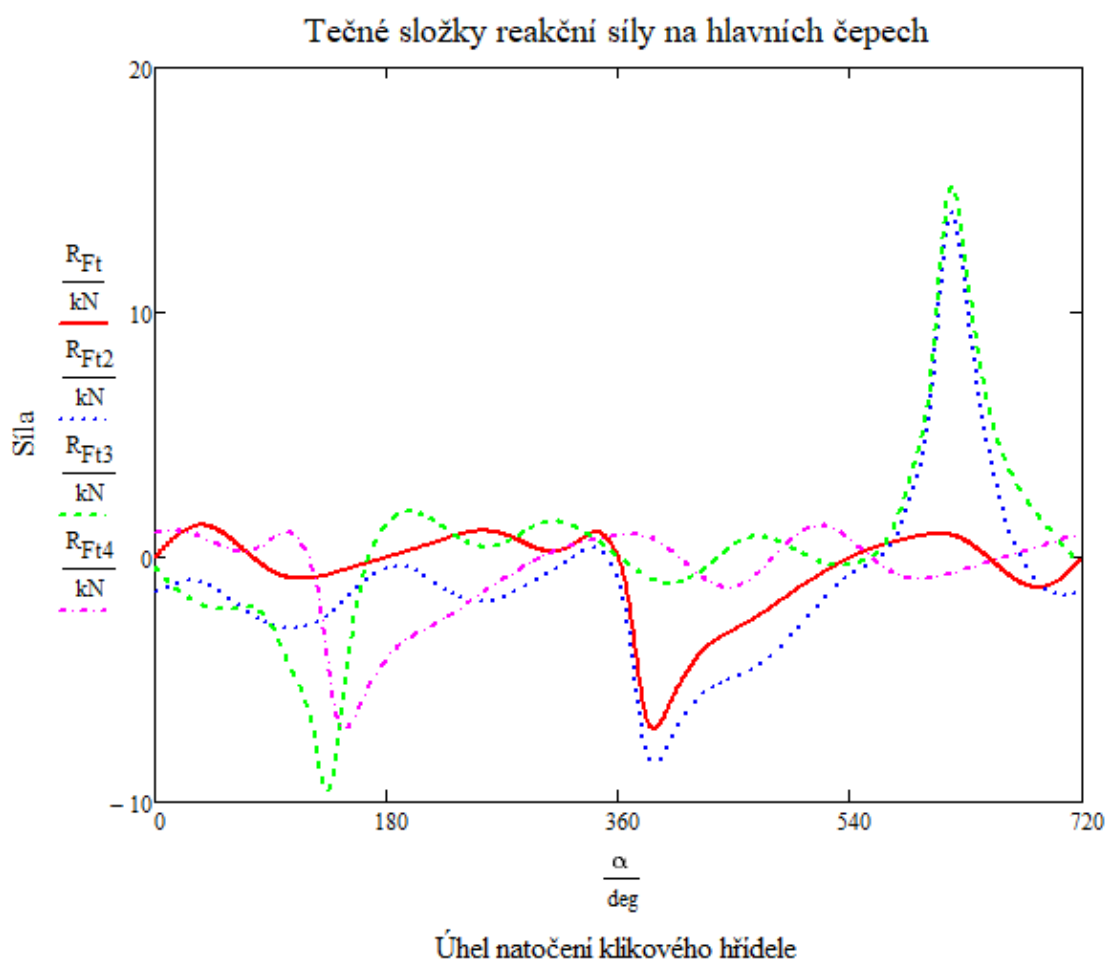


Tečná složka reakční síly na 1. hlavním čepu:  $R_{Ft1j} := -\frac{F_{ttj}}{2}$

Tečná složka reakční síly na 2. hlavním čepu:  $R_{Ft2j} := -\left(\frac{F_{x1j}}{2}\right)$

Tečná složka reakční síly na 3. hlavním čepu:  $R_{Ft3j} := -\left(\frac{F_{x2j}}{2}\right)$

Tečná složka reakční síly na 4. hlavním čepu:  $R_{Ft4j} := -\frac{F_{tt3j}}{2}$



Celková reakční síla působící  
na 1. hlavní ložisko:

$$R_{Fc} := \sqrt{R_{Fn}^2 + R_{Ft}^2}$$

Celková reakční síla působící  
na 2. hlavní ložisko:

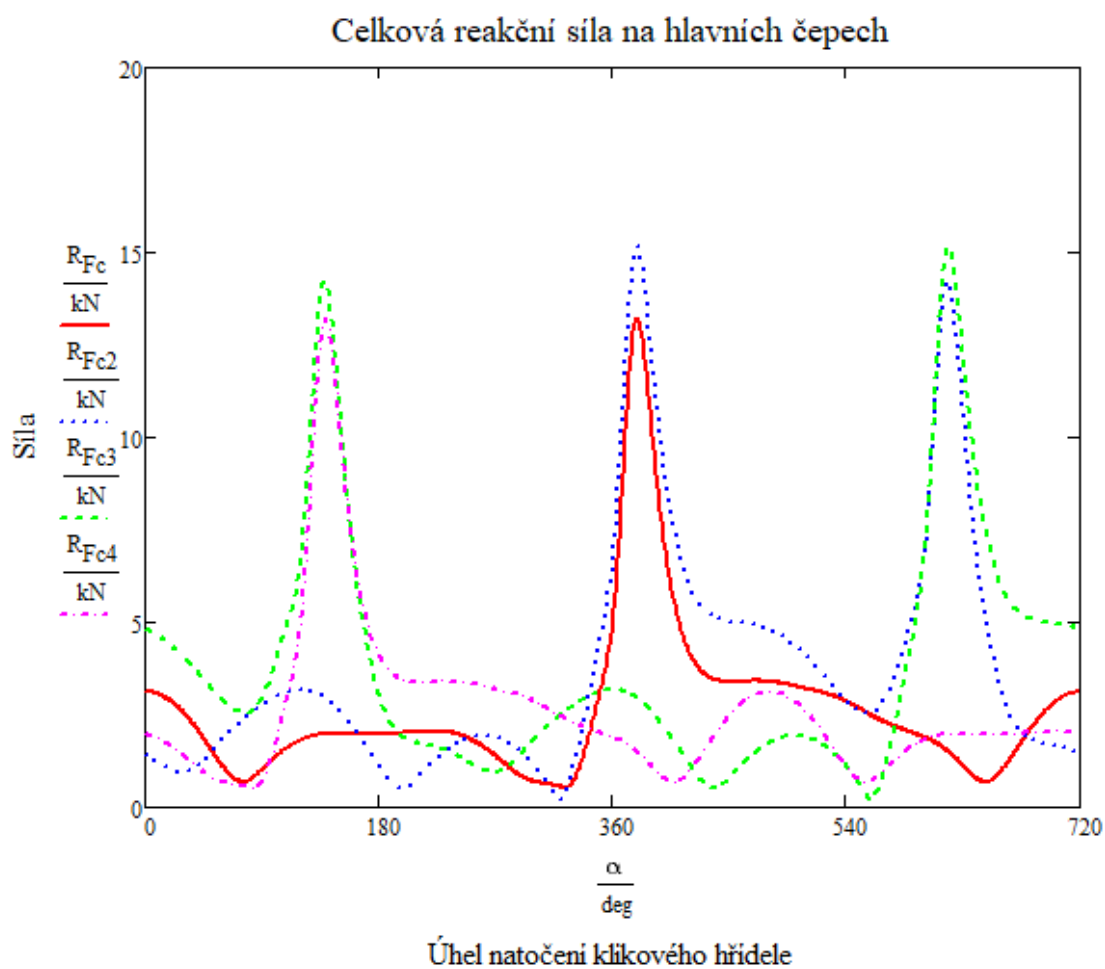
$$R_{Fc2} := \sqrt{R_{Fn2}^2 + R_{Ft2}^2}$$

Celková reakční síla působící  
na 3. hlavní ložisko:

$$R_{Fc3} := \sqrt{R_{Fn3}^2 + R_{Ft3}^2}$$

Celková reakční síla působící  
na 4. hlavní ložisko:

$$R_{Fc4} := \sqrt{R_{Fn4}^2 + R_{Ft4}^2}$$



## 6 Určení měrného tlaku působícího na ložiska

Průmětná plocha ojnicního ložiska:

$$S_1 := 849 \cdot \text{mm}^2$$

Maximální síla působící na ojnicní ložisko:

$$F_{\text{ocmax}} := \max(F_{\text{oc}})$$

$$F_{\text{ocmax}} = 24.832 \text{ kN}$$

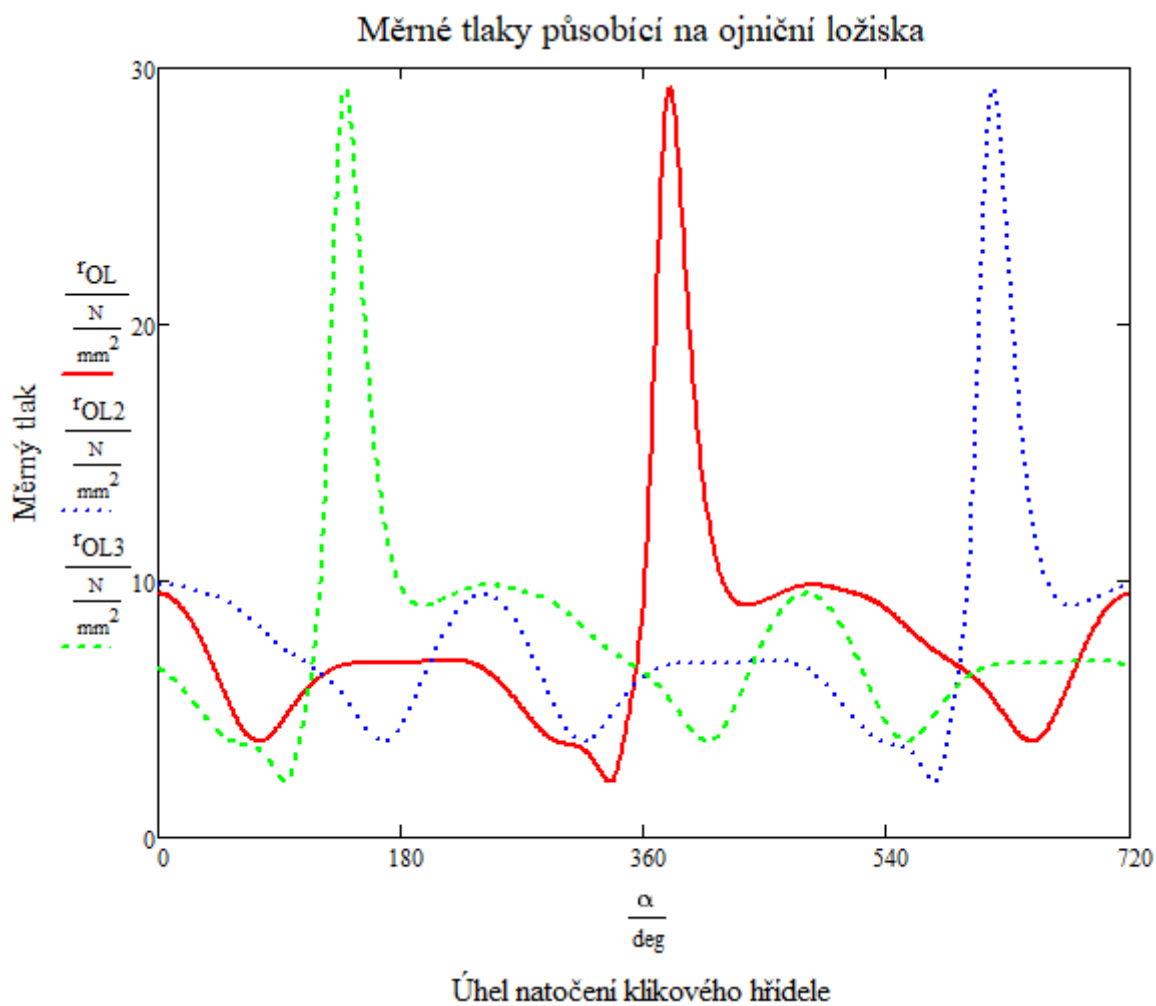
Měrný tlak působící na ojnicní ložisko:

$$r_{\text{OL}} := \frac{F_{\text{oc}}}{S_1}$$

Maximální měrný tlak působící na ojnicní ložisko:

$$r_{\text{OLmax}} := \frac{F_{\text{ocmax}}}{S_1}$$

$$r_{\text{OLmax}} = 29.248 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$





Průmětná plocha hlavního ložiska:

$$S_2 := 897 \cdot \text{mm}^2$$

Maximální síla působící na 1. hlavní ložisko:

$$R_{Fcmax} := \max(R_{Fc})$$

$$R_{Fcmax} = 13.221 \text{ kN}$$

Maximální síla působící na 2. hlavní ložisko:

$$R_{Fc2max} := \max(R_{Fc2})$$

$$R_{Fc2max} = 15.152 \text{ kN}$$

Maximální síla působící na 3. hlavní ložisko:

$$R_{Fc3max} := \max(R_{Fc3})$$

$$R_{Fc3max} = 15.152 \text{ kN}$$

Maximální síla působící na 4. hlavní ložisko:

$$R_{Fc4max} := \max(R_{Fc4})$$

$$R_{Fc4max} = 13.221 \text{ kN}$$

Měrný tlak působící na 2. hlavní ložisko:

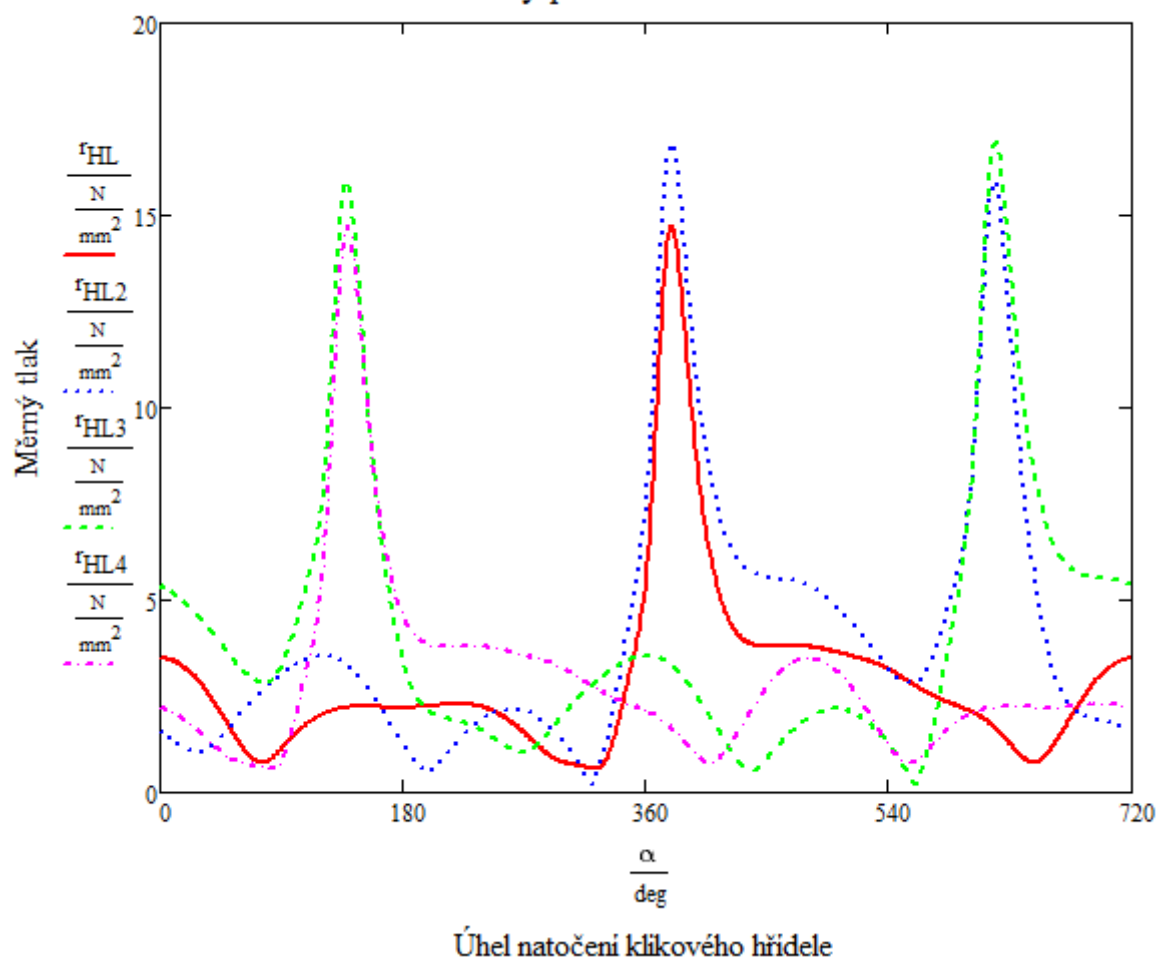
$$r_{HL2} := \frac{R_{Fc2}}{S_2}$$

Maximální měrný tlak působící na 2. hlavní ložisko:

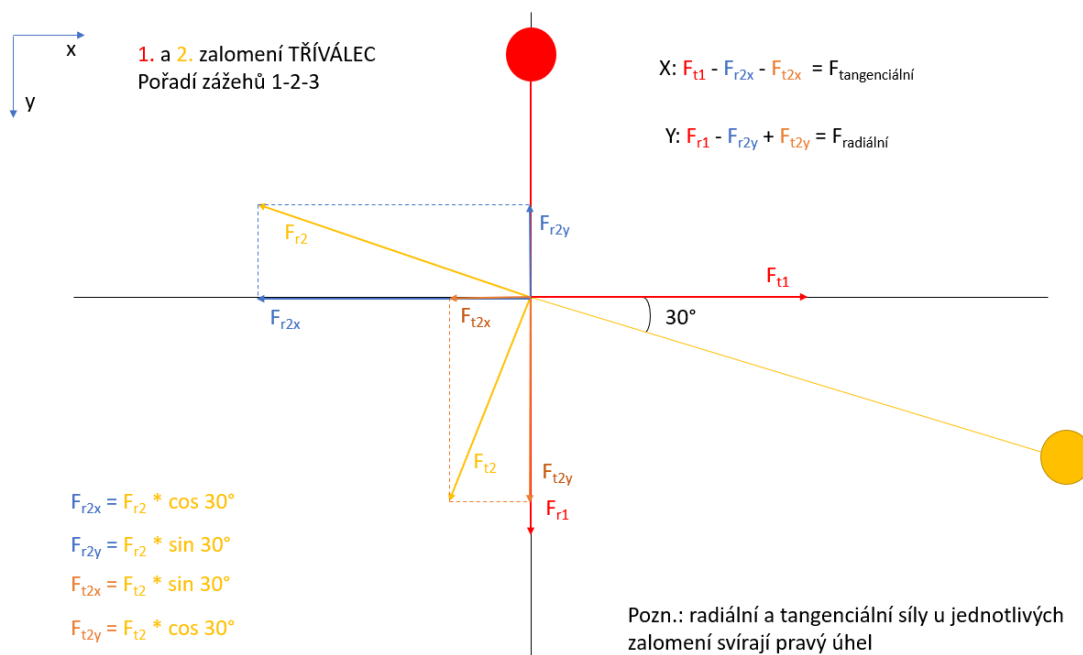
$$r_{HL2max} := \frac{R_{Fc2max}}{S_2}$$

$$r_{HL2max} = 16.892 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

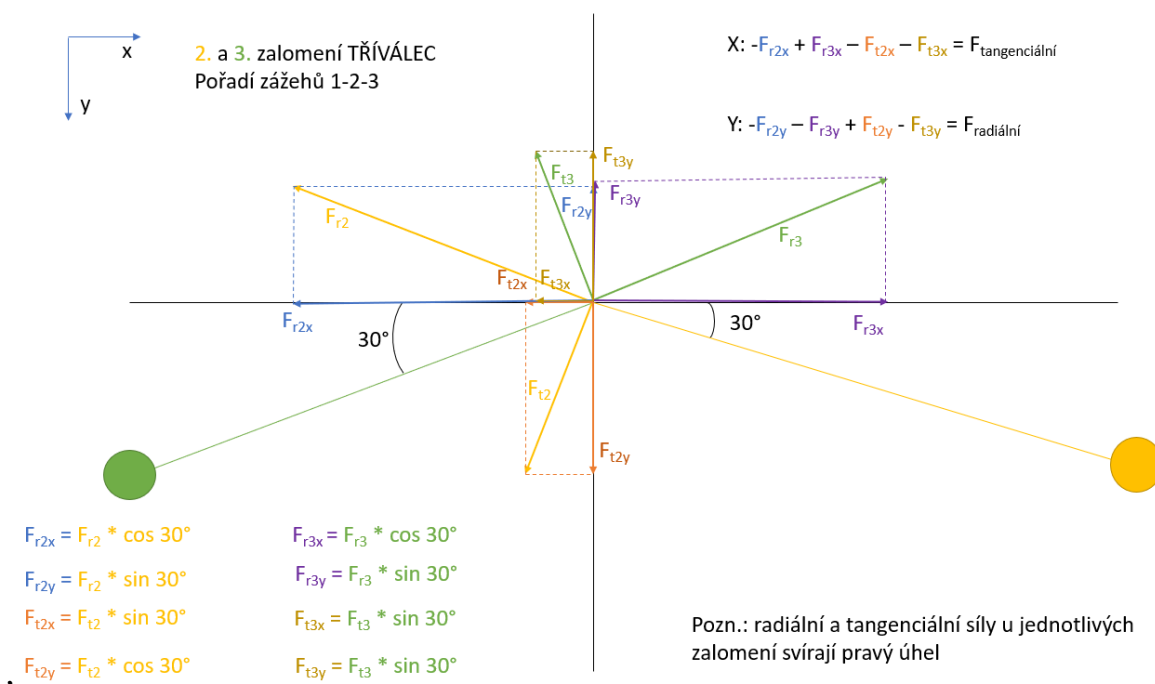
Měrné tlaky působící na hlavní ložiska



## PŘÍLOHA 6 – ZJEDNODUŠENÝ ROZKLAD REAKČNÍCH SIL HLAVNÍCH LOŽISEK TRÍVÁLCOVÉHO MOTORU

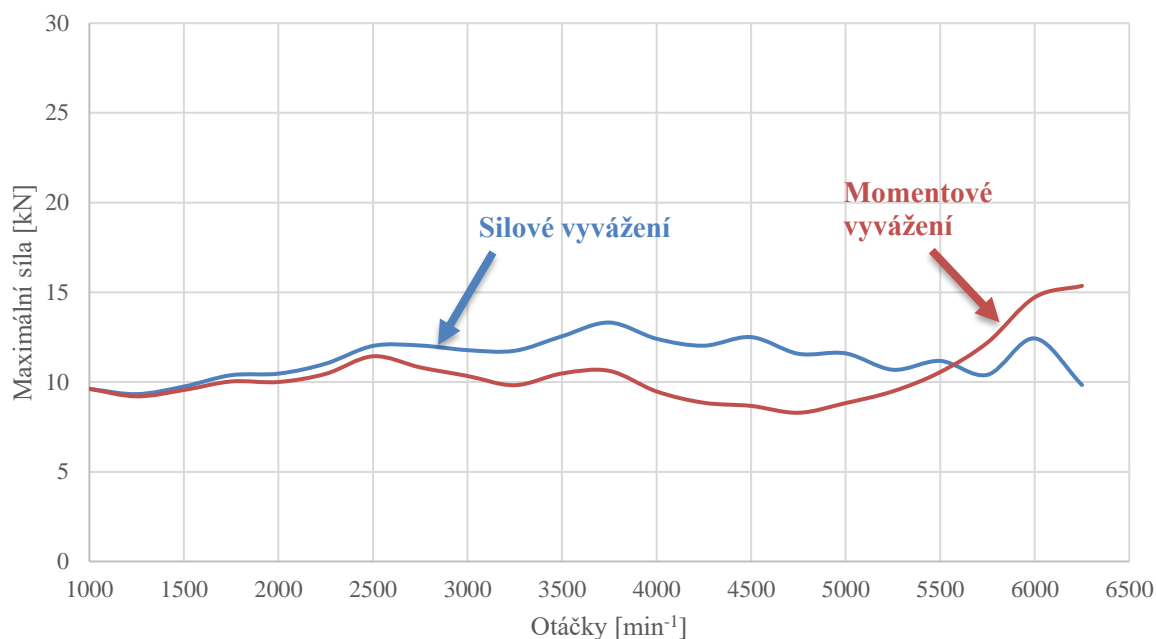


Obr. P13 Rozklad sil na druhém hlavním ložisku tríválcového motoru

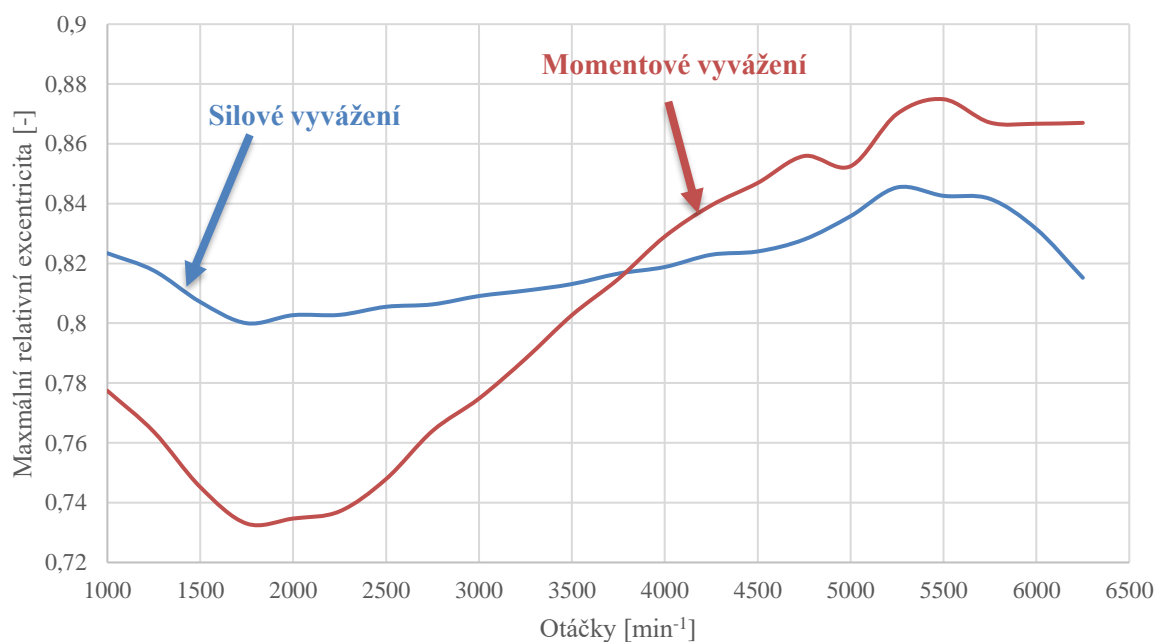


Obr. P14 Rozklad sil na třetím hlavním ložisku tríválcového motoru

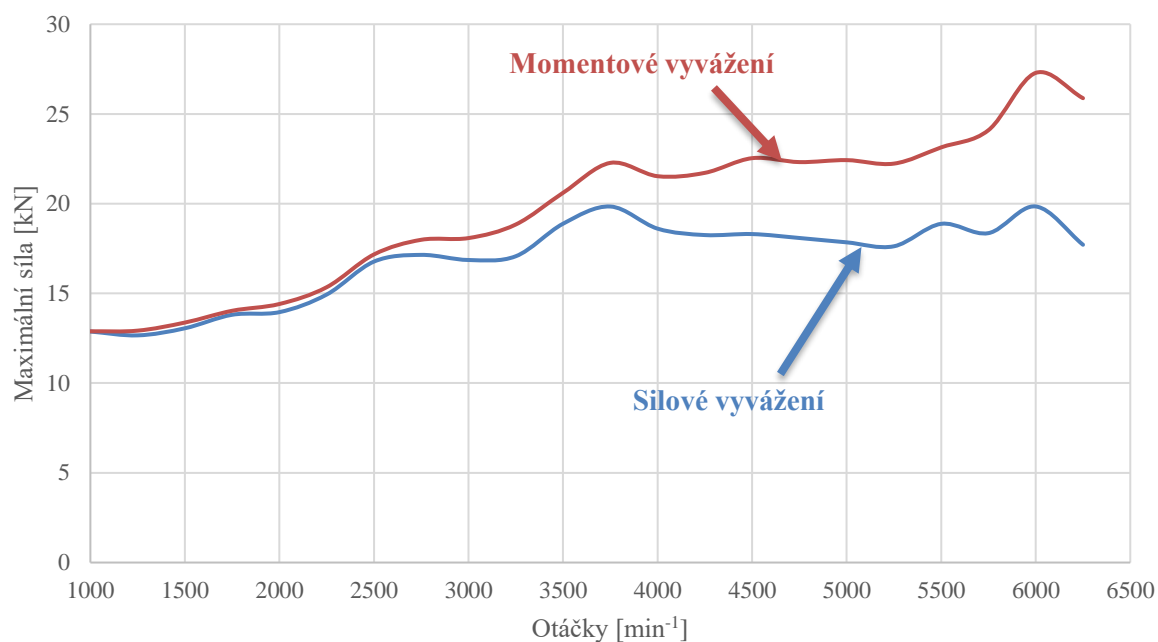
## PŘÍLOHA 7 – POROVNÁNÍ SILOVÉHO ZATÍŽENÍ MOMENTOVĚ A SILOVĚ VYVÁŽENÉHO KLIKOVÉHO HŘÍDELE TŘÍVÁLCOVÉHO MOTORU



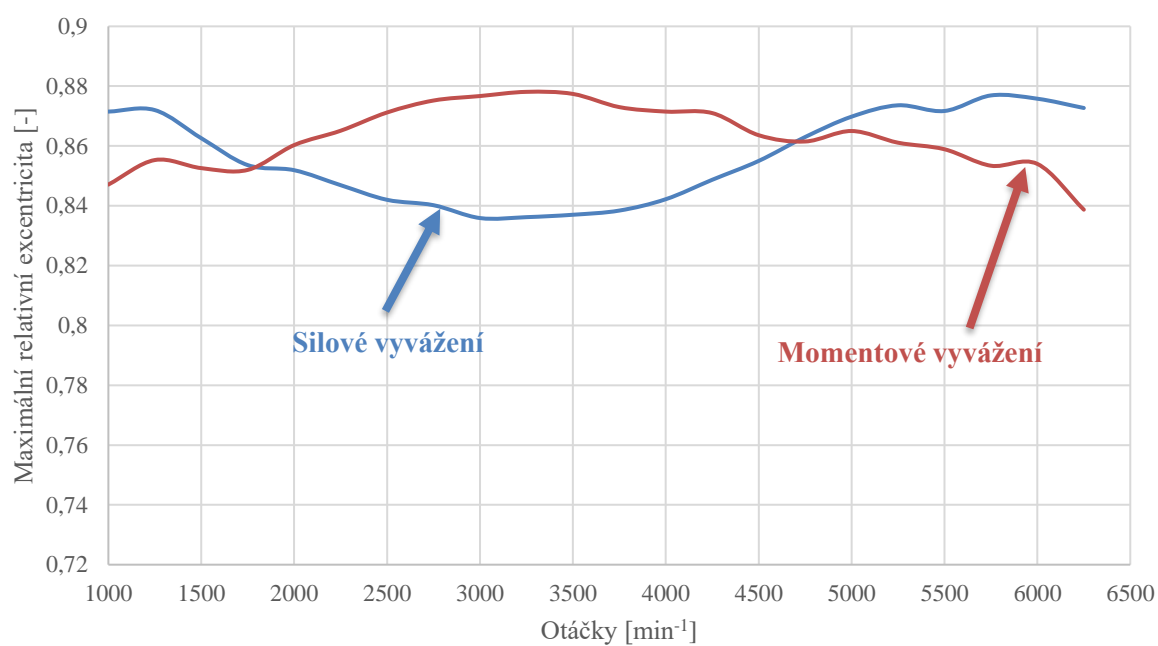
Obr. P15 Porovnání silového zatížení 1. hlavního ložiska klikového hřídele tříválnového motoru



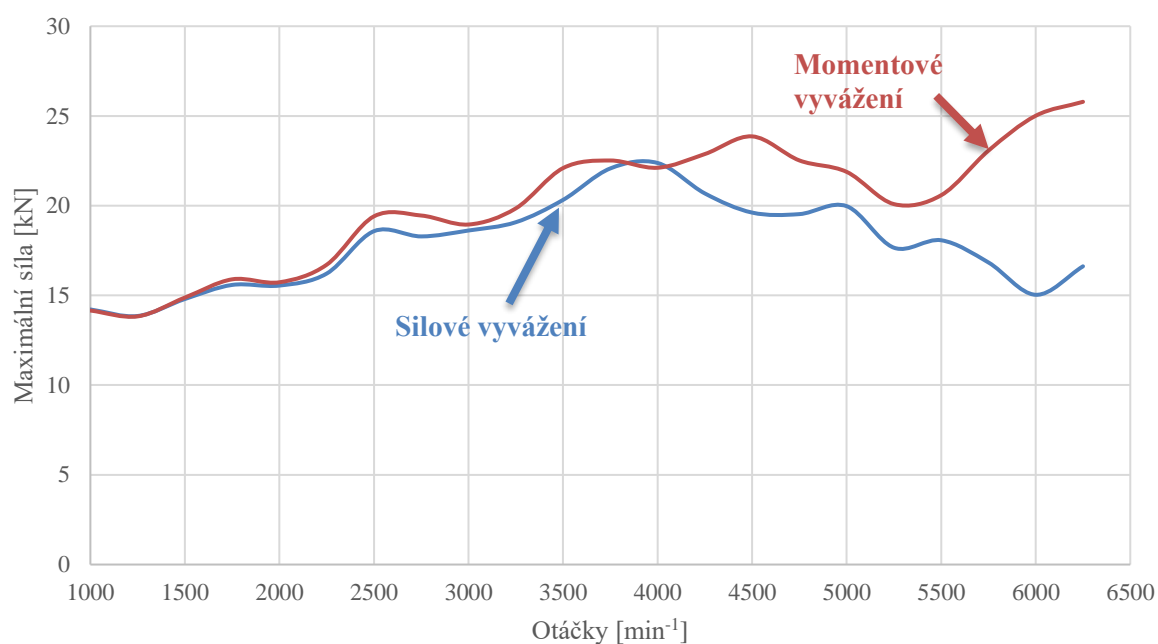
Obr. P16 Porovnání relativní excentricity 1. hlavního ložiska klikového hřídele tříválnového motoru



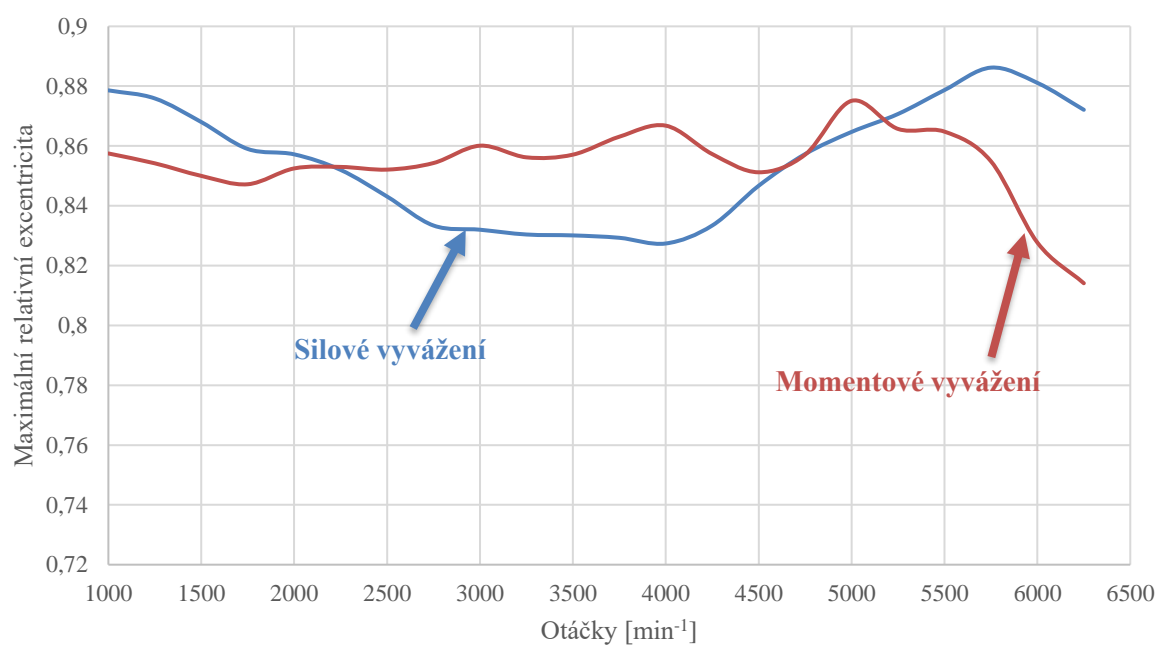
Obr. P17 Porovnání silového zatížení 2. hlavního ložiska klikového hřídele tříválcového motoru



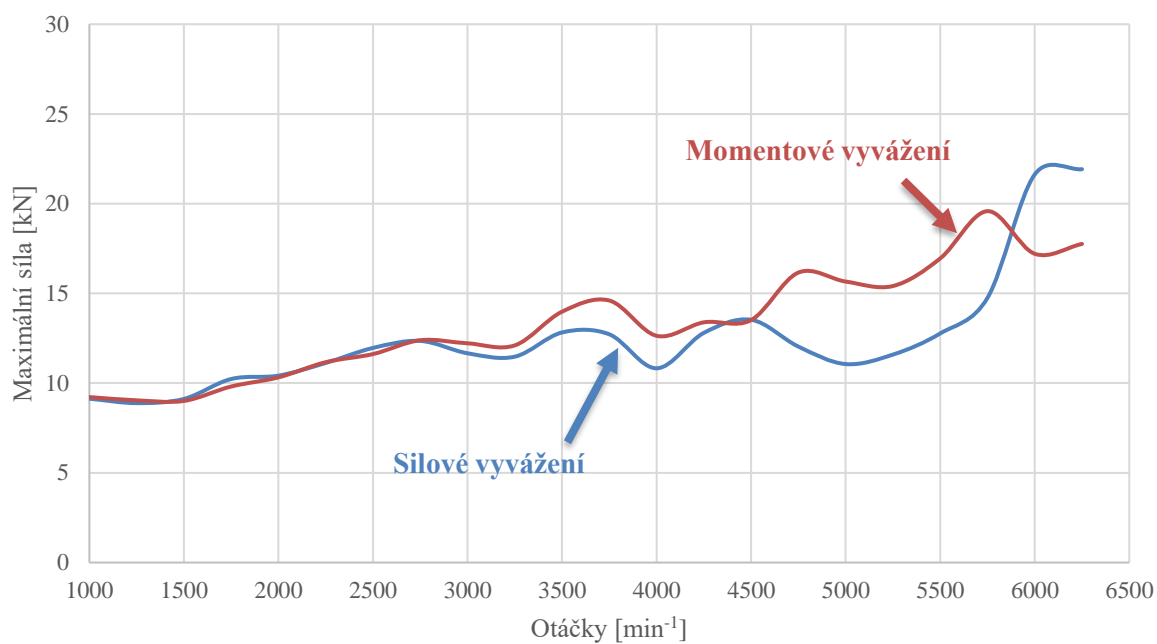
Obr. P18 Porovnání relativní excentricity 2. hlavního ložiska klikového hřídele tříválcového motoru



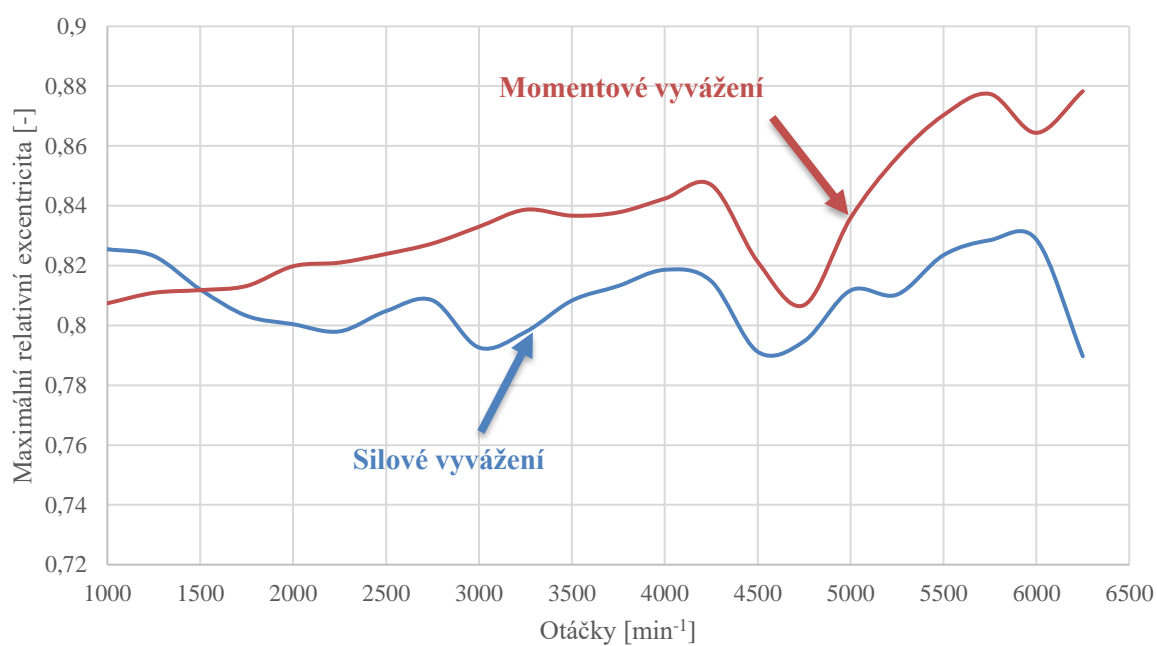
Obr. P19 Porovnání silového zatížení 3. hlavního ložiska klikového hřídele tříválcového motoru



Obr. P20 Porovnání relativní excentricity 3. hlavního ložiska klikového hřídele tříválcového motoru

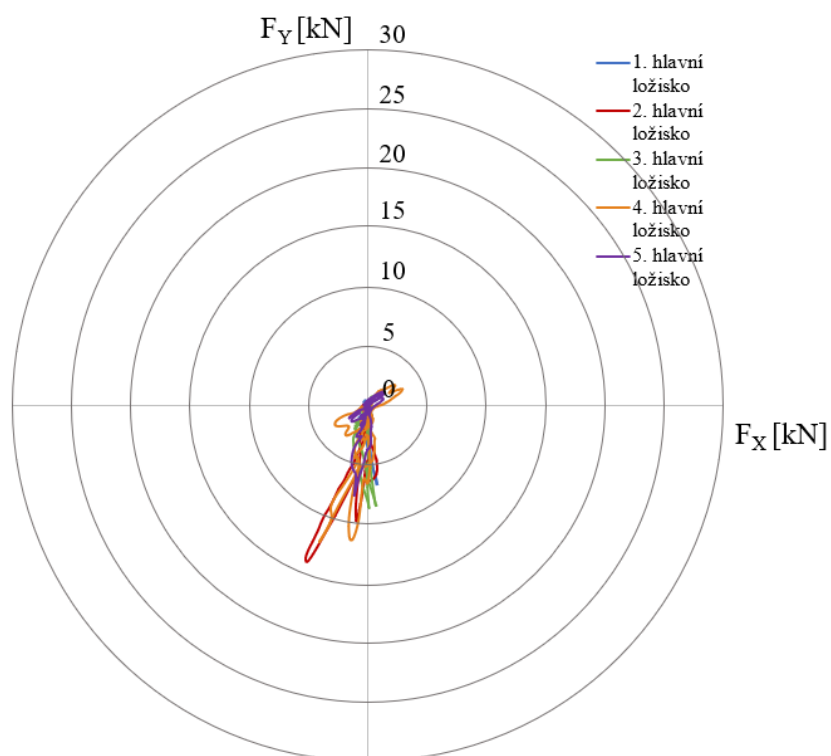


Obr. P21 Porovnání silového zatížení 4. hlavního ložiska klikového hřídele třívalcového motoru

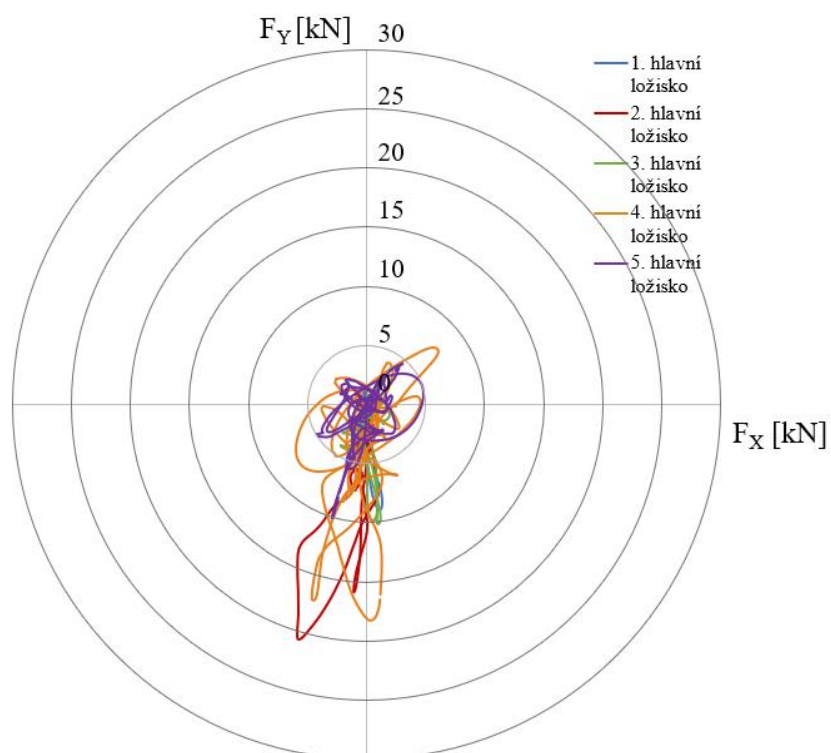


Obr. P22 Porovnání relativní excentricity 4. hlavního ložiska klikového hřídele třívalcového motoru

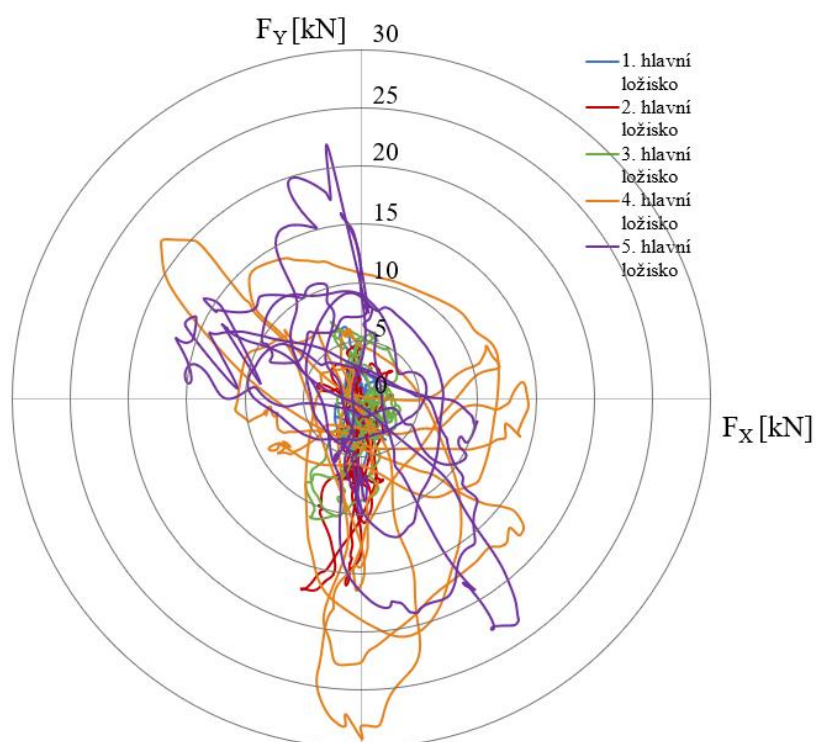
## PŘÍLOHA 8 – POLÁRNÍ DIAGRAMY



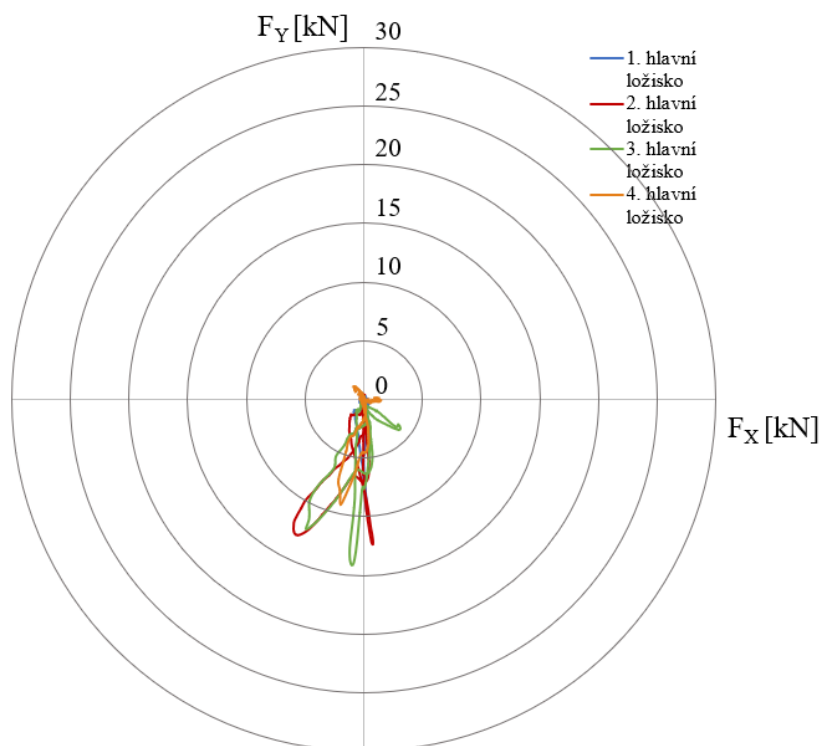
Obr. P23 Porovnání zatížení hlavních ložisek čtyřválcového motoru při  $1000 \text{ min}^{-1}$



Obr. P24 Porovnání zatížení hlavních ložisek čtyřválcového motoru při  $3750 \text{ min}^{-1}$

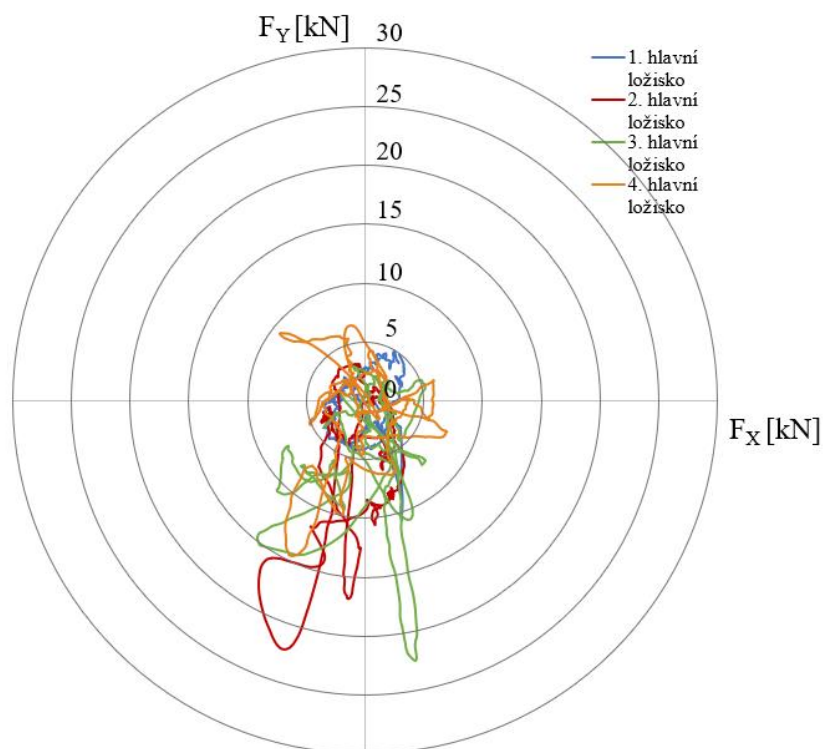


Obr. P25 Porovnání zatížení hlavních ložisek čtyřválcového motoru při  $6250 \text{ min}^{-1}$

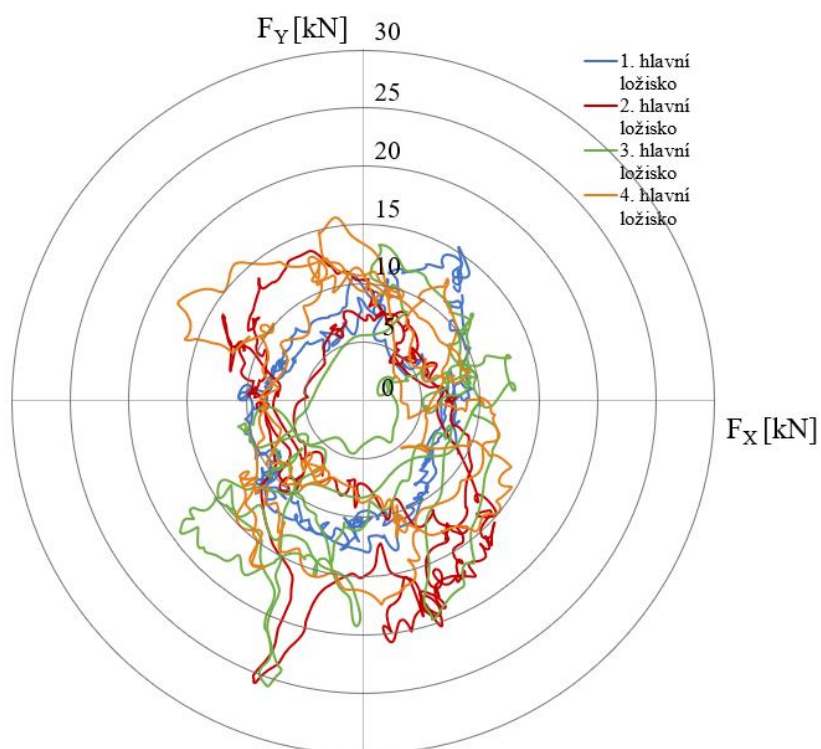


Obr. P26 Porovnání zatížení hlavních ložisek tříválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem při  $1000 \text{ min}^{-1}$

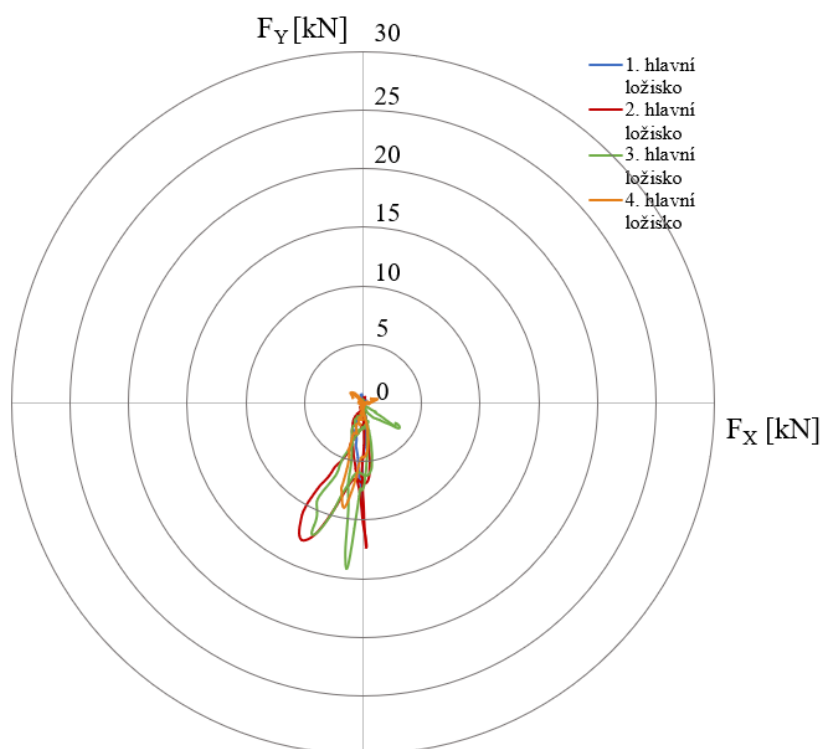




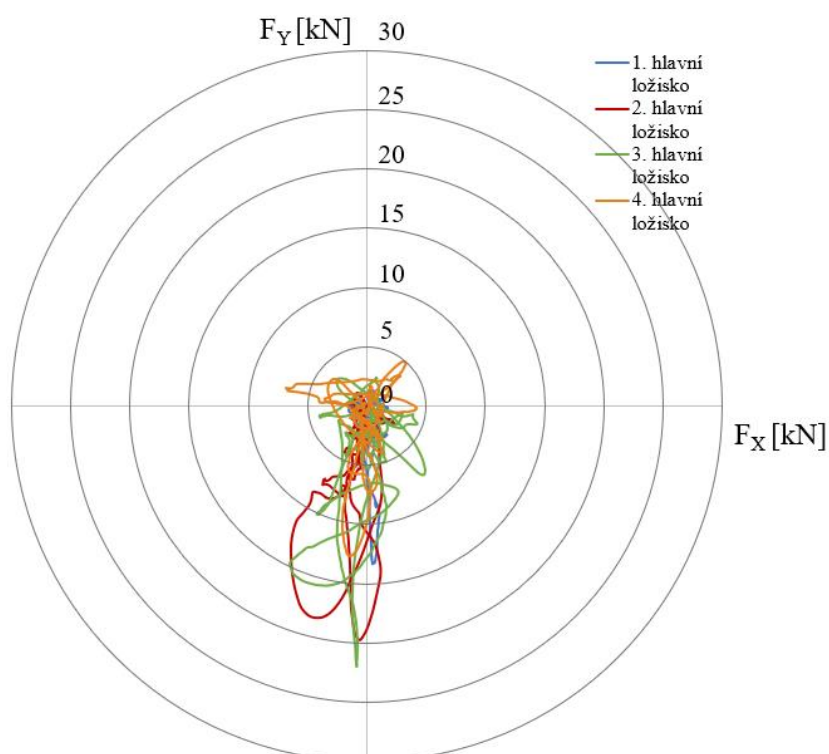
Obr. P27 Porovnání zatížení hlavních ložisek tríválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem při  $3750 \text{ min}^{-1}$



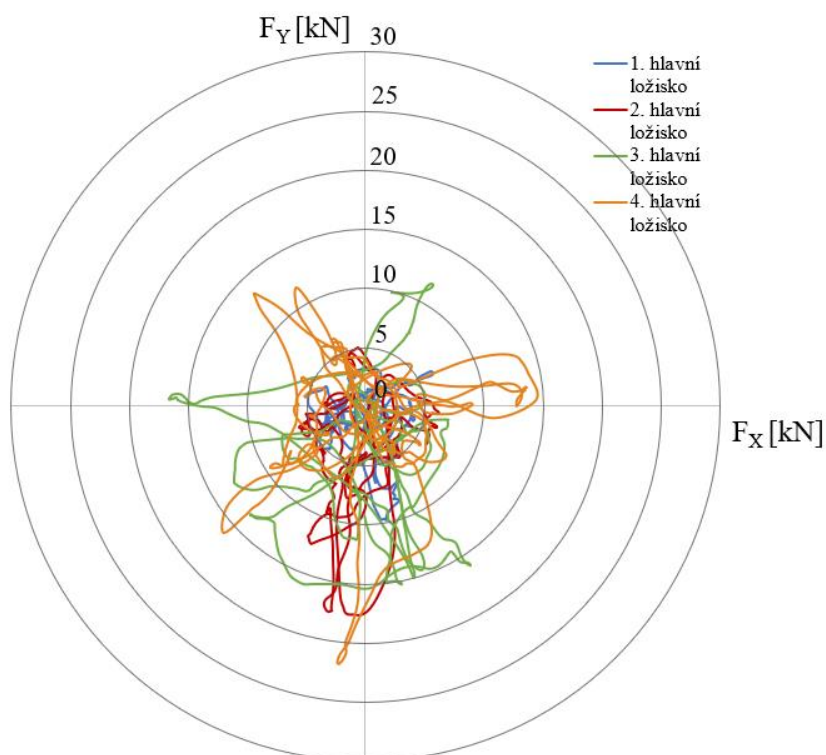
Obr. P28 Porovnání zatížení hlavních ložisek tríválcového motoru s momentově vyváženým klikovým hřídelem při  $6250 \text{ min}^{-1}$



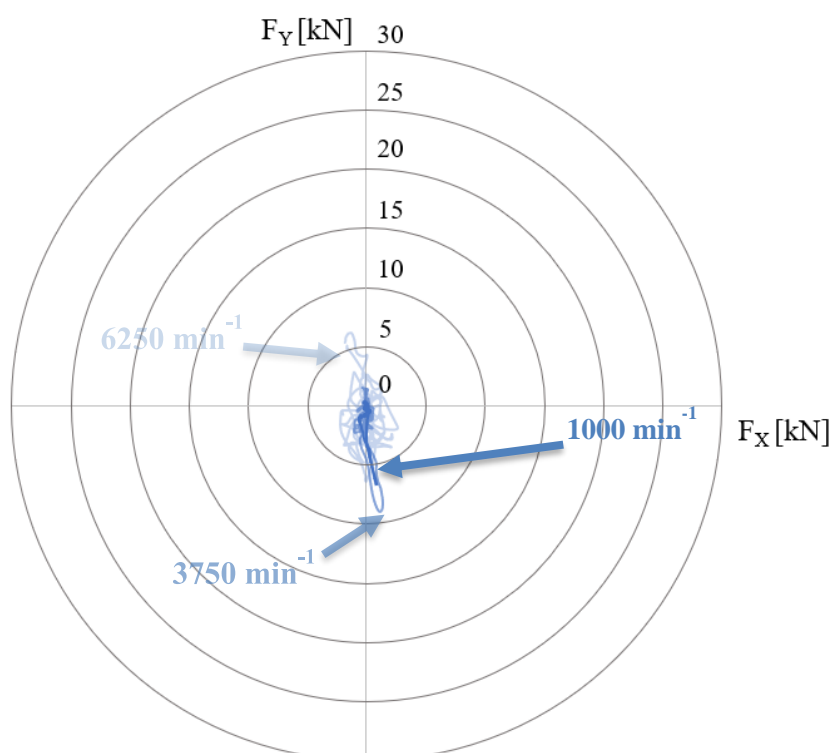
Obr. P29 Porovnání zatížení hlavních ložisek tříválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem při 1000 min<sup>-1</sup>



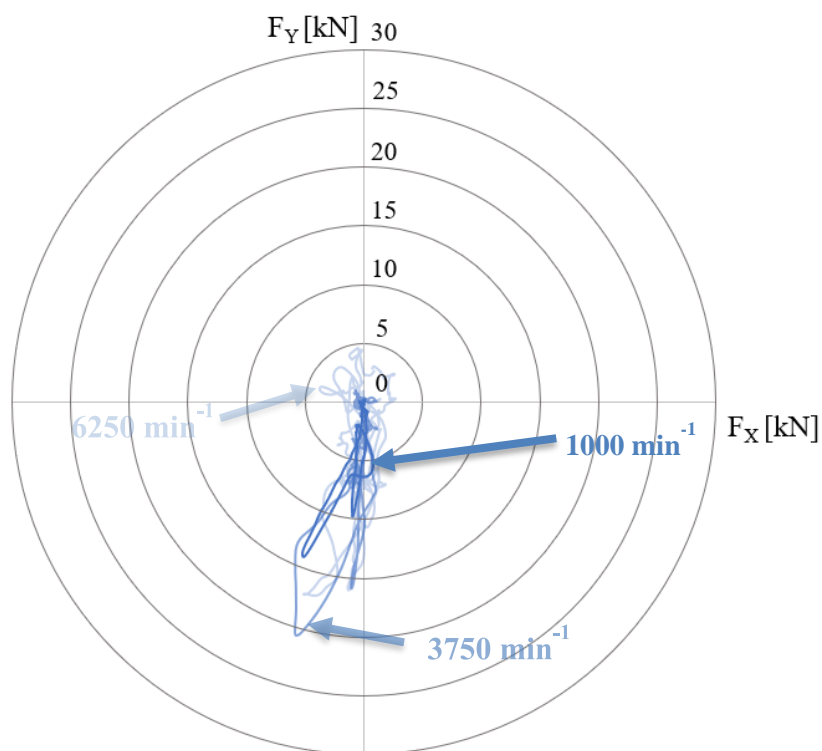
Obr. P30 Porovnání zatížení hlavních ložisek tříválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem při 3750 min<sup>-1</sup>



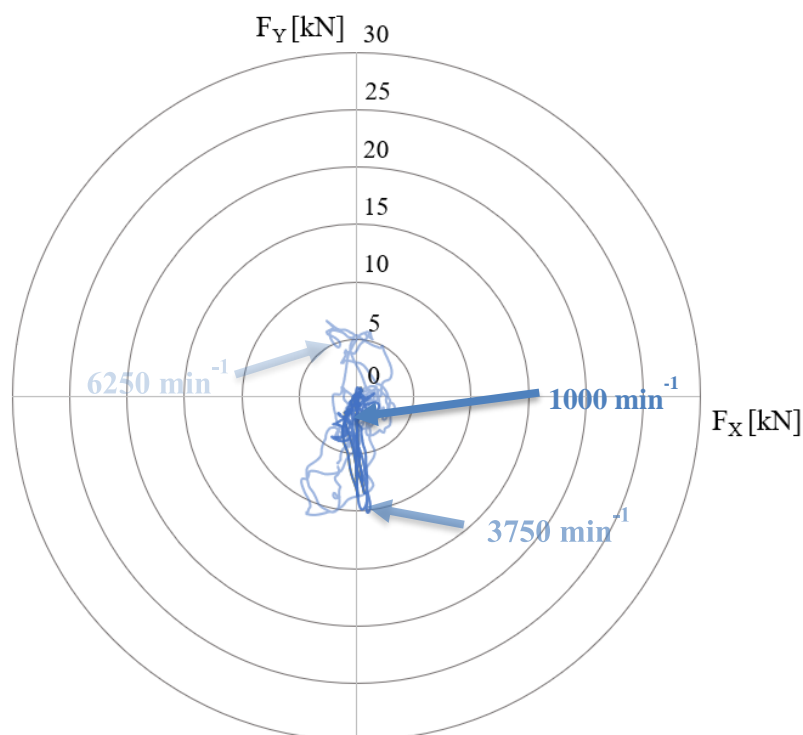
Obr. P31 Porovnání zatížení hlavních ložisek tříválcového motoru se silově vyváženým klikovým hřídelem při  $6250 \text{ min}^{-1}$



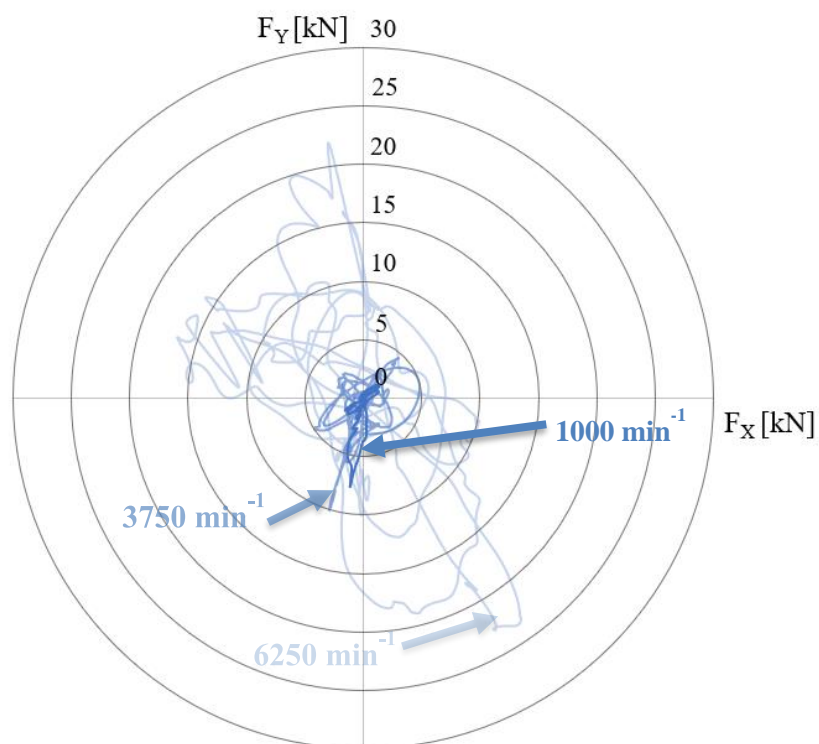
Obr. P32 Polární diagram prvního hlavního ložiska čtyřválcve ve významných otáčkových bodech



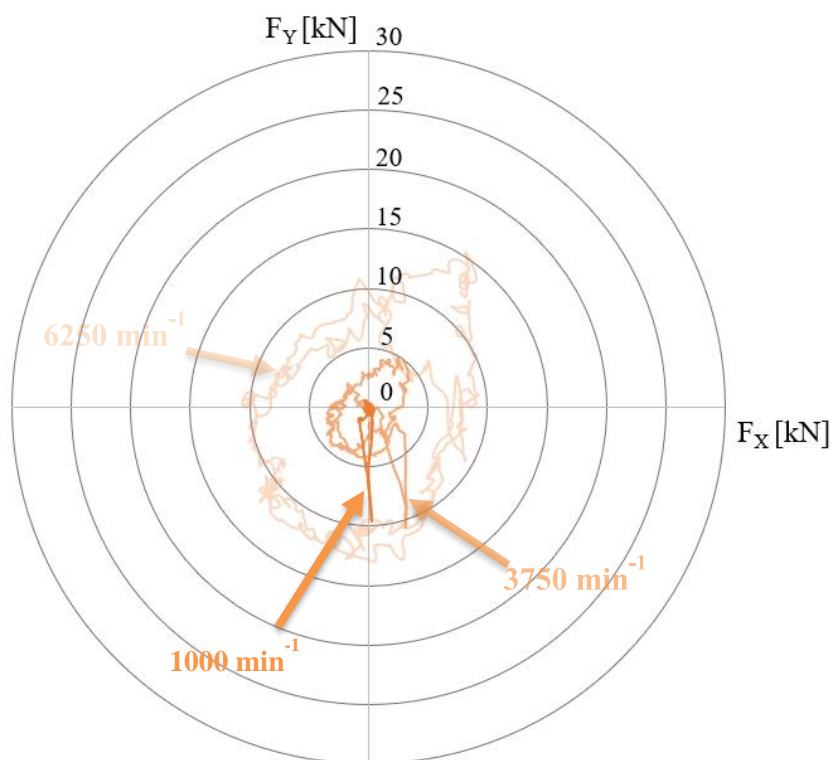
Obr. P33 Polární diagram druhého hlavního ložiska čtyřválcve ve významných otáčkových bodech



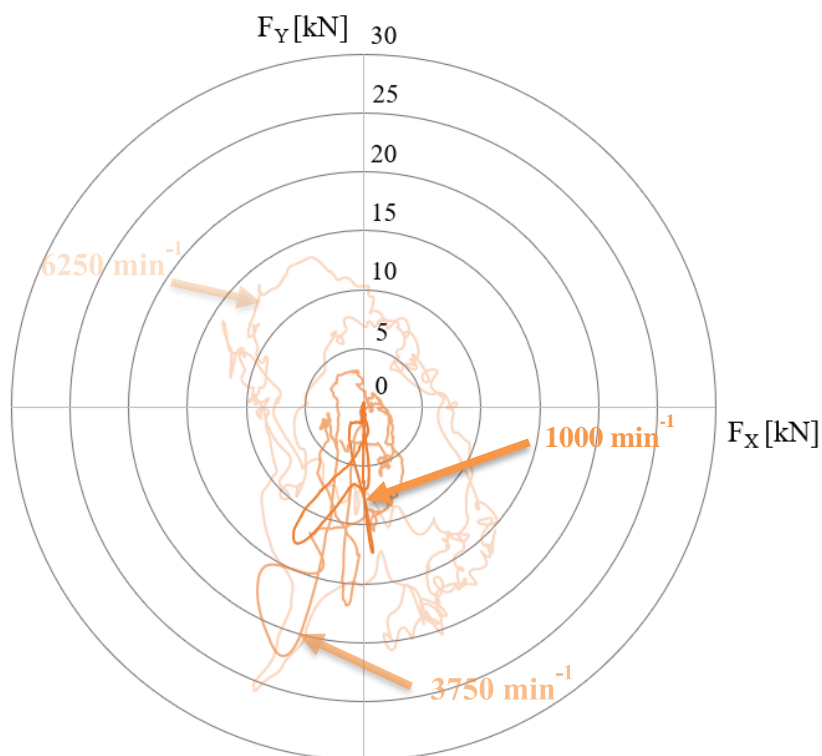
Obr. P34 Polární diagram třetího hlavního ložiska čtyřválcve ve významných otáčkových bodech



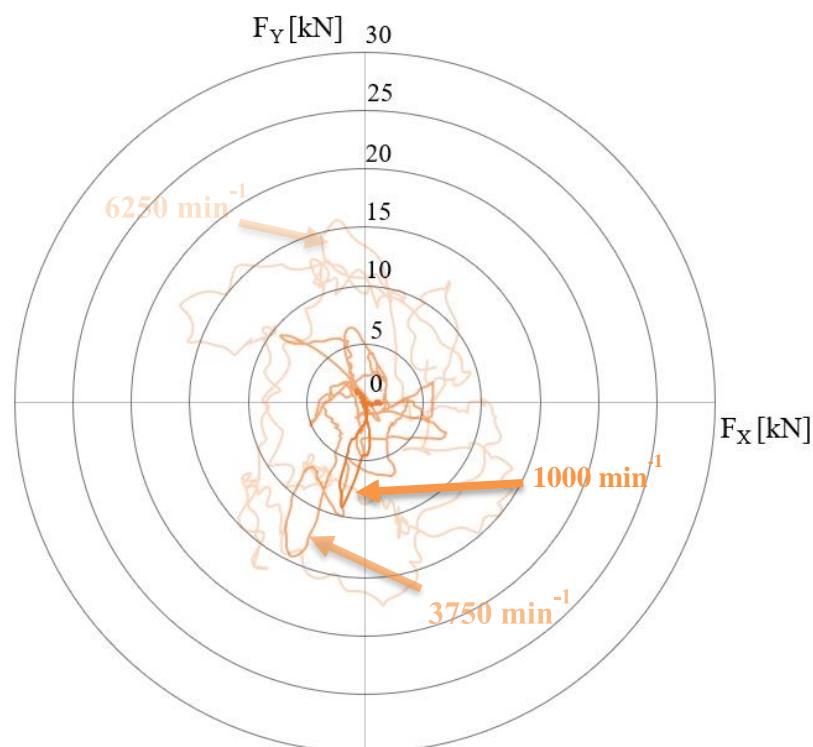
Obr. P35 Polární diagram páteho hlavního ložiska čtyřválcve ve významných otáčkových bodech



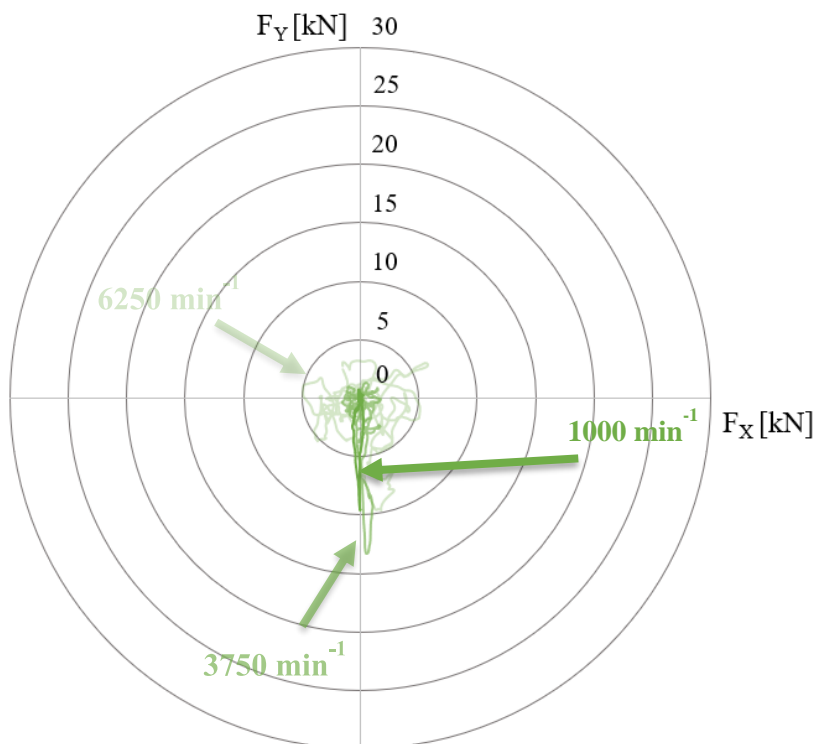
Obr. P36 Polární diagram prvního hlavního ložiska tříválcve s momentově vyváženým klikovým hřídelem ve významných otáčkových bodech



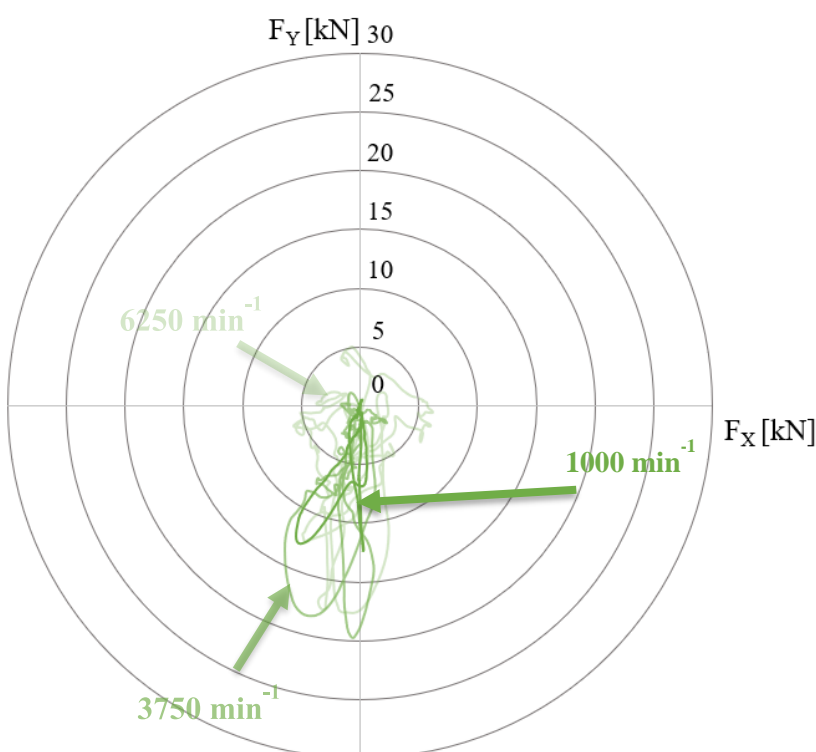
Obr. P37 Polární diagram druhého hlavního ložiska tríválce s momentově vyváženým klikovým hřídelem ve významných otáčkových bodech



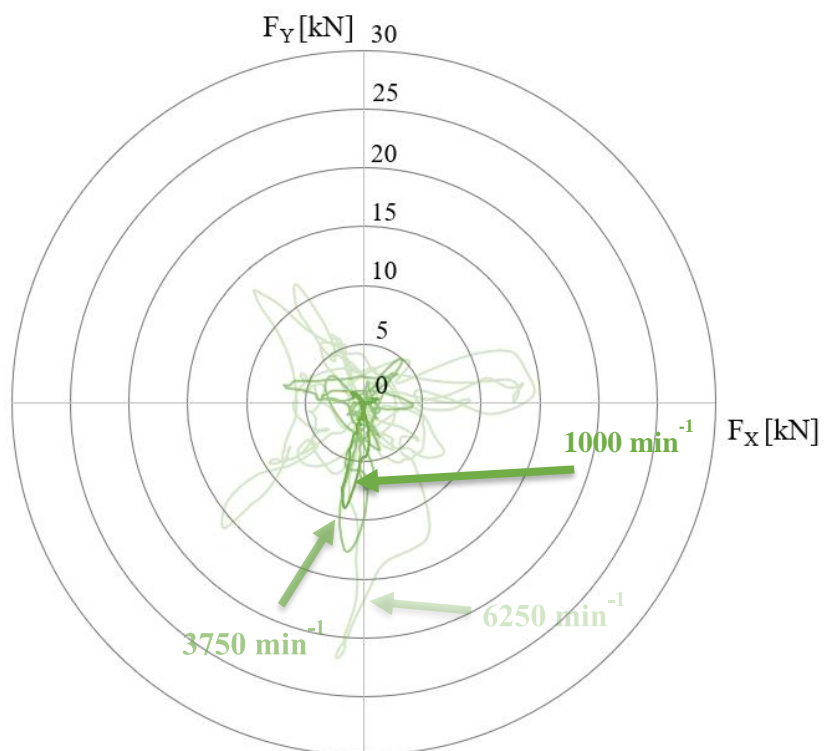
Obr. P38 Polární diagram čtvrtého hlavního ložiska tríválce s momentově vyváženým klikovým hřídelem ve významných otáčkových bodech



Obr. P39 Polární diagram prvního hlavního ložiska tríválce se silově vyváženým klikovým hřídelem ve významných otáčkových bodech



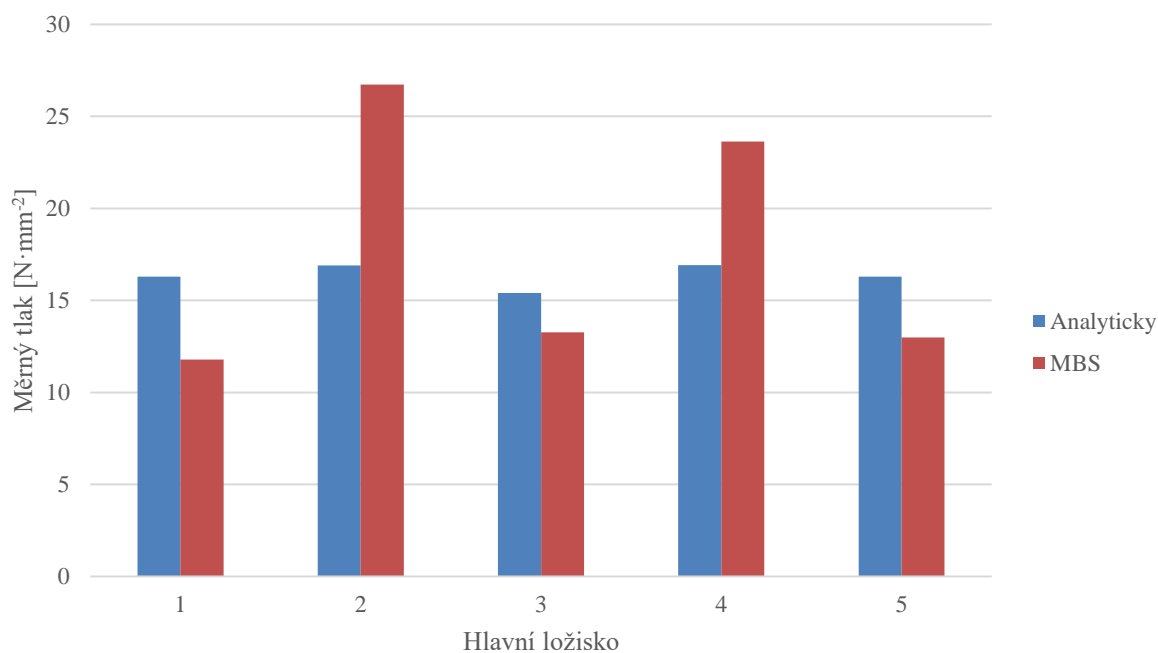
Obr. P40 Polární diagram druhého hlavního ložiska tríválce se silově vyváženým klikovým hřídelem ve významných otáčkových bodech



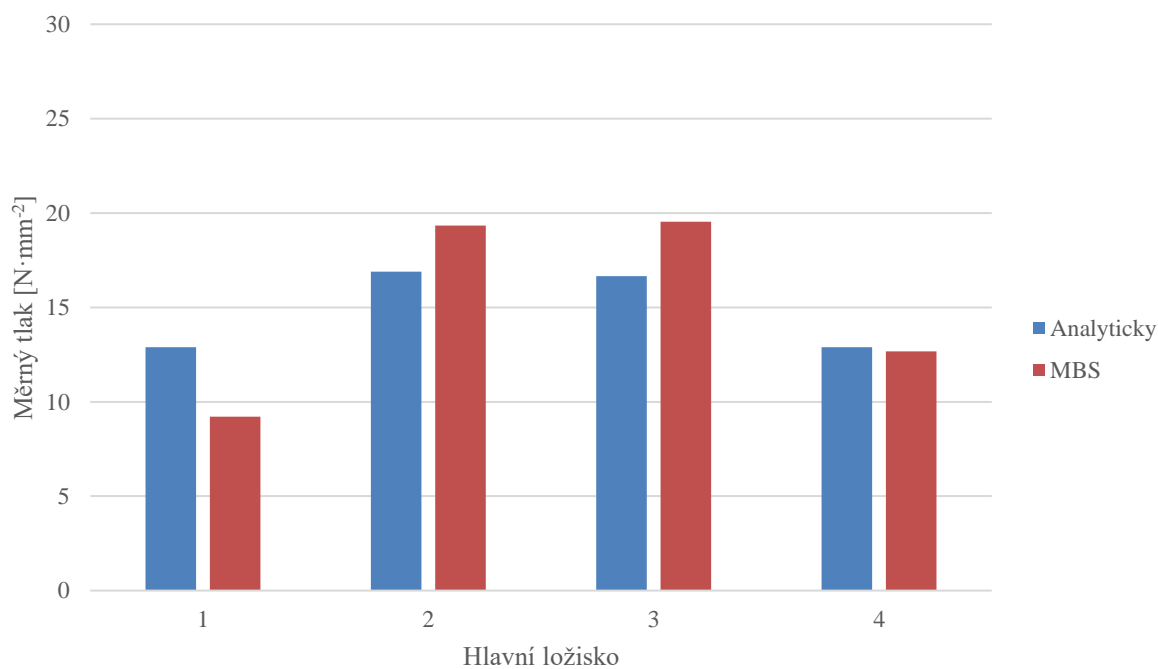
Obr. P41 Polární diagram čtvrtého hlavního ložiska tríválce se silově vyváženým klikovým hřídelem ve významných otáčkových bodech



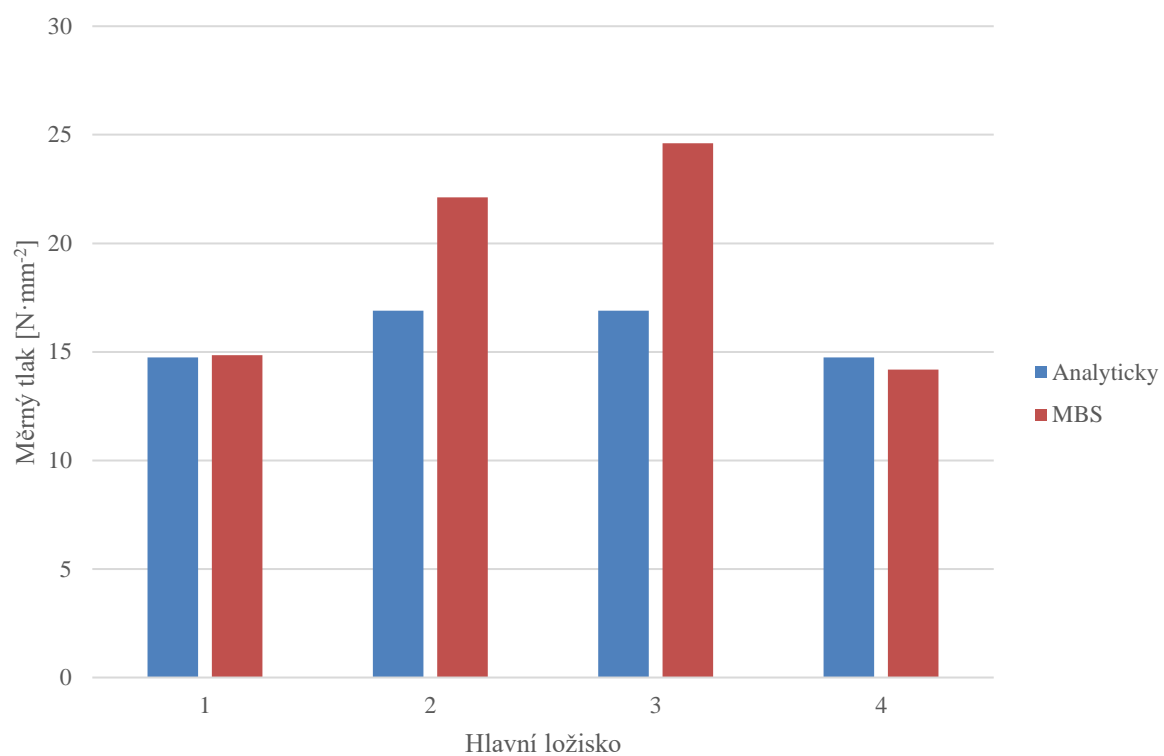
## PŘÍLOHA 9 – POROVNÁNÍ MĚRNÉHO TLAKU Z ANALYTICKÉHO VÝPOČTU A MBS SIMULACE



Obr. P42 Porovnání měrného tlaku hlavních ložisek čtyřválcového motoru



Obr. P43 Porovnání měrného tlaku hlavních ložisek tríválce s momentově vyváženým klikovým hřídelem



Obr. P44 Porovnání měrného tlaku hlavních ložisek triválce se silově vyváženým klikovým hřídelem